

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh testovací stolice pro testování mechanické životnosti a těsnosti vlnovců

Design of Test Bench for Bellows Mechanical
Life and Tightness Testing

Student:

Bc. Jan Grygařík

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Grygařík**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Návrh testovací stolice pro testování mechanické životnosti a těsnosti vlnovců**
Design of Test Bench for Bellows Mechanical Life and Tightness Testing

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh testovací stolice pro testování mechanické životnosti vlnovců, které se využívají pro vytvoření vakua v elektronové mikroskopii. Testovací stolice bude umožňovat testování vlnovců na odolnost vůči vnějšímu namáhání a zjištění vlivu tohoto namáhání na jejich životnost (pevnost a těsnost). Testovací stolice bude umožňovat zatěžování vlnovců tahem, tlakem a ohybem.

Výchozí parametry:

Průměr testovaných vlnovců	20 až 80 mm
Délka testovaných vlnovců	100 až 1000 mm
Rozsah strojního posuvu – axiální směr	200 mm
Rozsah strojního posuvu – radiální směr	+/-25 mm
Rozsah strojního posuvu – vertikální směr	+/-25 mm

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- stanovení metodiky a způsobu namáhání vlnovců,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení testovací stolice,
- detailní konstrukční zpracování zatěžovacího mechanismu a jeho pohonu, upínacího a těsnícího mechanismu včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- logické schéma způsobu řízení pohonu a vyhodnocování dat,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

FS_SME_05_003 verze: H *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996.
32 s.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

HORYL, P.: *Statika a dynamika* - 2. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9

KOPÁČEK J. : *Pohony a převody* 1. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2

Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.

Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

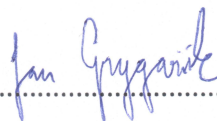


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018

A handwritten signature in blue ink, reading "Jan Grygarčík", written over a horizontal dotted line.

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Grygařík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Choryně 173, 756 42

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GRYGAŘÍK, J. *Návrh testovací stolice pro testování mechanické životnosti a těsnosti vlnovců: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2018, 93 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Tato diplomová práce se zabývá Návrhem testovací stolice pro testování mechanické životnosti a těsnosti ocelových vlnovců. Smyslem zařízení je mechanicky namáhat testované vlnovce a sledovat vznik netěsností způsobených tvorbou únavových trhlin v závislosti na počtu provedených zatěžovacích cyklů. V úvodu je stručný vhled do stávající situace na trhu s těmito zařízeními. Po definování základních požadavků na testovací stolicí a metodiku namáhání vlnovců následuje samotný návrh, který je rozdělen do tří hlavních částí: Návrh vakuové aparatury, návrh zatěžovacího mechanismu a návrh rámu testovací stolice. V každé z těchto částí je nejprve uveden přehled možných řešení, porovnání všech možných variant a následuje samotný návrh nebo volba konkrétních komponent a jejich složení do funkčního celku. Návrh samotného zařízení je doplněn o návrh příslušenství testovací stolice tak, aby celé zařízení sloužilo jako jeden funkční celek.

ANOTATION OF MASTER THESIS

GRYGAŘÍK, J. *Design of Test Bench for Bellows Mechanical Life and Tightness Testing: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2018, 93 p. Thesis head: Kovář, L.

This master thesis deals with the design of test bench for bellows mechanical life and tightness testing. The purpose of the device is to mechanically strain tested bellows and to monitor the formation of the leakage caused by the creation of fatigue cracks depending on the number of load cycles performed. The introduction is a brief insight into the current market situation of these devices. After defining the basic requirements for the test bench and the methodology of bellows straining, the design itself follows. It is divided into three main parts: vacuum apparatus design, load mechanism design and test bench frame design. In each of these parts, first is an overview of possible solutions, a comparison of all possible variants followed by the design itself or the choice of specific components and their composition into a functional unit. The design of the device itself is complemented by the design of a test bench accessory so that the whole device serves as one functional unit.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK	9
ÚVOD	11
1. ZHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU TECHNIKY	12
2. STANOVENÍ METODIKY A ZPŮSOBU NAMÁHÁNÍ VLNOVCŮ	14
3. KONCEPCE TESTOVACÍ STOLICE	16
4. NÁVRH VAKUOVÉ APARATURY TESTOVACÍ STOLICE	17
4.1 Volba vakuové vývěvy	18
4.1.1 Možné varianty uspořádání vývěv	20
4.1.2 Turbomolekulární vývěva	21
4.1.3 Membránová vývěva	22
4.2 Volba ventilu	24
4.3 Volba vakuové měrky	26
4.4 Návrh vakuové komory	29
4.4.1 Vlnovcová strana vakuové komory	30
4.4.2 Napojení ventilu a měrky na komoru	30
4.4.3 Volba materiálu komory	32
4.4.4 Pevnostní kontrola komory	33
4.4.5 Pevnostní analýza vakuové komory	34
4.5 Volba spojovacích prvků vakuové aparatury	37
4.6 Sestava vakuové aparatury	40
5. NÁVRH ZATĚŽOVACÍHO MECHANISMU TESTOVACÍ STOLICE	41
5.1 Průmyslový robot	42
5.1.1 Víceúčelové roboty	42
5.1.2 Paralelní roboty	43
5.2 Kombinace lineárních pohonů	45
5.2.1 Pneumatické	46
5.2.2 Hydraulické	47
5.2.3 Mechanické	48
5.2.4 Elektromechanické	49
5.3 Možné varianty uspořádání mechanismu	51
5.4 Výpočet minimální síly pohonů	53
5.5 Volba pohonu pro axiální směr	54

5.5	Volba pohonu pro horizontální směr	56
5.6	Volba pohonu pro vertikální směr	59
5.6	Výpočet minimální rychlosti pohonů	62
5.6.1	Minimální rychlost v axiálním směru.....	62
5.6.2	Minimální rychlost v horizontálním a vertikálním směru.....	63
5.7	Vzájemné propojení pohonů.....	65
5.8	Připojení vlnovce k zatěžovacímu mechanismu	66
5.9	Sestava zatěžovacího mechanismu.....	67
6.	NÁVRH RÁMU TESTOVACÍ STOLICE	68
6.1	Výpočet maximálního průhybu nosných profilů	69
6.1.1	Profily k připojení vakuové aparatury.....	69
6.1.2	Profily k připojení zatěžovacího mechanismu	70
6.2	Kontrola profilu na ohybové napětí	71
6.2.1	Profily k připojení vakuové komory	71
6.2.2	Profily k připojení zatěžovacího mechanismu	72
6.3	Volba vhodných spojovacích prvků rámu	73
6.4	Připojení, posuv a aretace zatěžovacího mechanismu k rámu.....	76
6.5	Připojení vakuové aparatury k rámu.....	79
6.5.6	Připojení membránové vývěvy k rámu	82
6.6	Sestava rámu.....	83
7	SCHÉMA ŘÍZENÍ TESTOVACÍ STOLICE.....	84
8	PŘÍSLUŠENSTVÍ TESTOVACÍ STOLICE.....	85
9	POPIS FUNKCE TESTOVACÍ STOLICE.....	86
10	ZÁVĚR.....	88
	PODĚKOVÁNÍ	89
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	90
	SEZNAM PŘÍLOH	93

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK

Symbol	Význam	Jednotky
D	Vnitřní průměr vakuové komory	[mm]
l	Délka vakuové komory	[mm]
σ_{Do}	Mez pevnosti v ohybu materiálu vakuové komory	[MPa]
K	Koeficient bezpečnosti pro tlakově staticky zatěžované nádoby	[-]
p	Maximální pracovní podtlak	[MPa]
s_{min}	Minimální tloušťka stěny vakuové komory	[mm]
F_{min}	Minimální síla	[N]
k	Tuhost vlnovce	[N/mm]
z	Zdvih vlnovce	[mm]
i_1	Minimální počet cyklů za sekundu	[cyklů/s]
t	Maximální čas trvání jednoho cyklu	[s]
s_a	Maximální zdvih v axiálním směru	[mm]
s_{a1}	Délka dráhy jednoho cyklu	[mm]
$v_{min a}$	Minimální rychlost v axiálním směru	[m/s]
s_{r+v1}	Maximální délka zdvihu v horizontálním a vertikálním směru	[mm]
$v_{min r+v}$	Minimální rychlost v horizontálním a vertikálním směru	[m/s]
F	Maximální zatěžující síla	[N]
l_v	Délka ramene působení síly na straně připojení vakuové komory	[mm]
l_m	Délka ramene působení síly na straně zatěžovacího mechanismu	[mm]
I	Plošný moment setrvačnosti profilů	[cm ⁴]
E	Modul pružnosti profilů	[N/mm ²]
F_i	Maximální zatěžující síla působící na jeden profil	[N]
f_k	Maximální průhyb profilů na straně vakuové aparatury	[mm]
f_m	Maximální průhyb profilů na straně zatěžovacího mechanismu	[mm]
W	Průřezový modul profilů v ohybu	[cm ³]
$Rp_{0,2}$	Mez kluzu profilů	[N/mm ²]
S	Bezpečnostní koeficient výrobce	[-]
σ_D	Dovolené ohybové napětí	[MPa]
σ_{ov}	Ohybové napětí profilů na straně vakuové aparatury	[MPa]

k_v	Bezpečnostní faktor navrženého profilu na vakuové straně	[-]
σ_{Om}	Ohybové napětí profilů na straně zatěžovacího mechanismu	[MPa]
k_m	Bezpečnostní faktor navrženého profilu na straně mechanismu	[m]
M_{Ov}	Max. ohybový moment působící na úhelník na straně vakua	[Nm]
M_{Om}	Max. ohybový moment působící na úhelník na straně mech.	[Nm]
$\sigma_{red,m}$	Redukované napětí působící na šrouby na straně mechanismu	[MPa]
σ_d	Dovolené napětí šroubu	[MPa]
A_s	Výpočtový průřez šroubu	[mm ²]
r_F	Rameno působící síly	[mm]
r_{ξ}	Rameno šroubu přenášejícího sílu	[mm]
i_{ms}	Počet šroubů přenášejících smykové zatížení	[-]
i_{mt}	Počet šroubů přenášejících tahovou sílu na rám	[-]
M_m	Moment vyvolaný působící silou	[Nm]
F_{tm}	Tahová síla působící na jeden šroub	[N]
F_{sm}	Střihová síla působící na jeden šroub	[N]
σ_{kt}	Mez kluzu šroubů	[MPa]
σ_{tm}	Napětí v tahu	[MPa]
τ_{sm}	Napětí ve střihu	[MPa]
i_v	Počet šroubů spojujících vakuovou komoru s rámem	[-]
$\sigma_{red,v}$	Redukované napětí působící na šrouby na straně vakua	[MPa]
F_{sv}	Střihová síla působící na jeden šroub	[N]
F_{tv}	Tahová síla působící na jeden šroub od momentu aparatury	[N]
F_{tvc}	Celková tahová síla na jeden spodní šroub	[N]
σ_{tv}	Napětí v tahu	[MPa]
τ_{sv}	Napětí ve střihu	[MPa]
$\sigma_{red,v}$	Redukované napětí	[MPa]
TMP	Turbomolekulární vývěva	[-]

ÚVOD

Při konstrukci elektronových mikroskopů se uplatňuje řada technologií, které dohromady zajišťují jejich požadovanou funkčnost. Jednou z použitých technologií je vakuová soustava, která kontinuálně čerpá vnitřní prostředí mikroskopu do nízkých tlaků (vakuum) a vytváří bariéru atmosférickému tlaku z okolního prostředí. Vakuum uvnitř systému eliminuje nežádoucí kolize elektronů se zbytkovými atomy plynů. Pro vakuové komponenty je tedy nutné zajistit jejich vakuovou těsnost, a to jak na spojích komponent, tak v jejich objemu (porosita odlitků, praskliny svárů, šíření únavových trhlin, atd.). Poslední zmíněná porucha ovlivňuje především vakuové vlnovce provozované dynamicky, a to tím, že snižuje jejich životnost – cyklické mechanické namáhání způsobuje degradaci materiálu (šíření únavových trhlin) a postupnou ztrátu vakuové těsnosti.

Jelikož se využívají nejrozumnější na zakázku vyráběné vlnovce s negarantovanou a nedefinovanou životností, je nutné tuto jejich životnost testovat svépomocí a k tomuto účelu slouží testovací stolice, o jejímž návrhu pojednává tato práce.

1. ZHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU TECHNIKY

Jelikož se jedná o specifickou aplikaci, nevyskytuje se na trhu žádné dostupné zařízení umožňující testování těsnosti ocelových vlnovců za daných podmínek. Samozřejmě výrobce standartních vlnovců musí prokazovat jejich těsnost v závislosti na mechanickém namáhání. Tyto testy, a především zařízení na kterých jsou prováděny, jsou však interní záležitostí výrobců. Na obrázcích níže jsou dva příklady těchto zařízení.

První je zařízení firmy U.S. Bellows, Inc. Testování únavy je na tomto stroji prováděno připojením vlnovce na hydraulický plunžr a jeho natahováním a stlačováním až do jeho mechanického porušení. Zařízení je vybaveno jednoduchým mechanickým počítadlem pracovních cyklů, napojeným přímo na přírubu plunžru. Řídící panel a část zabezpečující mechanické namáhání vlnovce, včetně právě testovaného vlnovce, je na obrázku 1.[1]



Obrázek 1 – Testovací zařízení firmy U.S. Bellows, Inc. [1]

Další je zařízení firmy Bellows Manufacturing and Research, Inc. Tato zkušební stanice pro komplexní zjištění spolehlivosti jejich produktů provádí testování životnosti, těsnosti a mechanických vlastností tak, aby vyhověly všem požadavkům jejich předních zákazníků jako jsou NASA, Space X, nebo Virgin Galactic. Zařízení umožňuje tyto funkce: [2]

- Statický vnitřní a vnější přetlak
- Dynamický vnitřní a vnější přetlak
- Smykové namáhání

- Namáhání tahem a tlakem
- Namáhání krutem

Část tohoto zařízení včetně testovaného vlnovce lze vidět na obrázku 2.



Obrázek 2 – Testovací zařízení firmy Bellows Manufacturing and Research, Inc. [2]

2. STANOVENÍ METODIKY A ZPŮSOBU NAMÁHÁNÍ VLNOVCŮ

Požadavky na namáhání vlnovců a funkčnost testovací stolice vyplývají z aplikací, v jakých jsou vlnovce nasazovány, a počítají s případným použitím testovací stolice pro jiné podobné aplikace. Tyto požadavky odpovídají vytipovaným vlnovcům a jejich vlastnostem uvedeným v tabulce 1.

- Pracovní tlak v testovaném vlnovci: 10^{-5} Pa
- Možnost připojení všech potřebných typů vlnovců viz tabulka 1 níže
- Čistota chodu (provoz v čistých prostorách)
- Minimální rozsah pohybů volného konce vlnovce:
 - axiální směr: +/- 100 mm
 - radiální směr: +/- 25 mm
 - vertikální směr: +/- 25 mm
- Variabilita nastavení velikosti posuvů
- Minimální rychlost provedených cyklů: 10^5 / týden
- Statická pevnost celku
- Kompaktnost celého zařízení

Tabulka 1 – přehled testovaných vlnovců

VLNOVEC	PŘÍRUBA	DÉLKA [mm]	MAX. ZDVIH [mm]
1	DN10 ISO-CF	50	1,2
2	DN10 ISO-KF	52	11,5
3	DN25 ISO-KF	180	1,35
4	DN32-ISO-CF	300	1,4
5	DN32-ISO-KF	450	12
6	DN40-ISO-CF	650	19
7	DN63 ISO-CF	950	70

Kromě funkčních požadavků na samotnou testovací stolicí byla také stanovena metodika postupu testování vlnovců. Tato je shrnuta v následujících bodech.

- Připojení vlnovce
- Sčerpání vnitřního prostoru vlnovce na požadovaný pracovní tlak
- Měření přirozených netěsností soustavy
- Opětovné sčerpání vnitřního prostoru vlnovce na úroveň pracovního tlaku
- Mechanické namáhání volného konce vlnovce a průběžné odečítání změny tlaku v porovnání s naměřenou přirozenou netěsností
- V případě projevu znatelné netěsnosti sčerpání na požadovaný pracovní tlak a odečet netěsnosti

3. KONCEPCE TESTOVACÍ STOLICE

Jelikož se délka testovaných vlnovců různí a testovací stolice musí být schopna obsloužit i vlnovec o délce jednoho metru, nabízí se jako nejjednodušší horizontální uspořádání celé stolice, tedy testování vlnovce uloženého ve vodorovném směru, kdy vlnovec je na jedné straně připevněn na vakuovou aparaturu a druhou stranou k zatěžovacímu mechanismu.

Testovací stolice se skládá z těchto hlavních částí:

- Vakuová aparatura
- Zatěžovací mechanismus
- Rám

Kromě těchto hlavních částí je zapotřebí jednotlivé prvky testovací stolice, a tím pádem i celý proces testování, měřit a řídit. Blokové schéma celé testovací stolice je znázorněno na obrázku níže.



Obrázek 3 – Blokové schéma zařízení

4. NÁVRH VAKUOVÉ APARATURY TESTOVACÍ STOLICE

Vakuová aparatura je jednou z hlavních částí testovací stolice a požadavky na ni plynoucí z metodiky a způsobu testování jsou shrnuty v těchto bodech:

- Pracovní tlak 10^{-5} Pa
- Možnost připojení všech potřebných typů vlnovců
- Možnost připojení vakuometru
- Statická pevnost komory
- Kompaktnost
- Možnost uzavření vakuové komory ve směru k aparatuře
- Čistota chodu (celé zařízení bude provozováno v čistých prostorách)
- Možnost upnutí vlnovce s přírubou DN 63 ISO-KF

Aby vakuová aparatura dostála všem požadavkům na ni kladeným, je nutné, aby se skládala z těchto částí:

- Vakuová vývěva
- Vakuová měrka
- Vakuový ventil
- Vakuová komora

Návrhem konkrétních prvků těchto částí se zabývají následující podkapitoly.

4.1 Volba vakuové vývěvy

Aby testování vlnovců mohlo probíhat za požadovaného absolutního tlaku 10^{-5} Pa, je nezbytně nutné výrazně snížit tlak vzduchu ve vnitřním prostoru vlnovce. K tomuto účelu slouží vakuové vývěvy.

V následující tabulce 2 jsou shrnuty nejčastěji používané typy vakuových vývěv s rozdělením do základních kategorií dle principu jejich činnosti.

Tabulka 2 – Vakuové vývěvy a jejich rozdělení [30]

Transportní s periodicky se měnícím objemem	Pístové
	Membránové
	Rotační
	Šroubové
	Šnekové
	Zubové
	Vodokružné
Transportní s přenosem impulsu	Rootsovy
	Difuzní
	Molekulární
	Turbomolekulární
Založené na vazbě plynu	Kryogenní
	Kryosorpční
	Iontové
	Getrovací

Vlastnosti vakuových vývěv jsou nejčastěji definovány těmito parametry a charakteristikami: [29,30]

- **Čerpací rychlost** – tento parametr udává objem odčerpaného plynu za jednotku času. Jelikož je čerpací rychlost závislá na tlaku, bývá její závislost zpravidla uvedena v grafu.
- **Mezní tlak** – nejnižší tlak, kterého dokáže vývěva dosáhnout po teoreticky nekonečně dlouhé době čerpání, prakticky po době, kdy se tlak ustálí. Tento parametr je také závislý na těsnosti aparatury a velikosti čerpaného objemu.

- **Vstupní tlak** – tlak na vstupu do vývěvy. Jde o maximální tlak na vstupu vývěvy, který umožňuje její provoz z hlediska fyzikálních principů, na kterých vývěva pracuje.
- **Výstupní tlak** – tlak na výstupu z vývěvy. Každá vývěva má obvykle maximální povolený výstupní tlak. Vývěvy, které mohou pracovat proti atmosférickému tlaku jsou označovány jako primární.
- **Kompresní poměr** – poměr mezi momentálním výstupním a vstupním tlakem. Závisí na řadě faktorů, například na vstupním tlaku, nebo druhu čerpaného plynu.

Na obrázku níže je uveden přehled tlaků, při jakých mohou jednotlivé typy vývěv pracovat. Z obrázku 4 kromě jiného plyne, že vývěvy lze dělit také na primární a sekundární. Primární vývěvy jsou ty, které mohou čerpat proti atmosférickému tlaku na výstupu. Sekundární pak musí ke své funkci mít na výstupu nebo začátku čerpacího procesu nižší než atmosférický tlak. Hodnoty všech uvedených tlaků jsou absolutní [29,30]

Tlak [Pa]															
10 ⁻¹⁰	10 ⁻⁹	10 ⁻⁸	10 ⁻⁷	10 ⁻⁵	10 ⁻⁴	10 ⁻³	10 ⁻²	10 ⁻¹	10 ¹	10 ³	atm				
									pístové						
									membránové						
									rotační						
									šroubové						
									šnekové						
									zubové						
										vodokružné					
							rootsovy								
							difuzní								
								molekulární							
							turbomolekulární								
kryogenní															
											kryosorpční				
iontové															
getrovací															

Obrázek 4 – Přehled pracovních tlaků vakuových vývěv

4.1.1 Možné varianty uspořádání vývěv

Z informací uvedených v předchozí kapitole plyne, že k dosažení požadovaného pracovního tlaku 10^{-5} Pa, nestačí použít pouze primární vývěvu, pracující již od atmosférického tlaku, ale je nutné ji doplnit o vývěvu sekundární, která naváže na mezní tlak primární vývěvy, a dosáhne požadovaného tlaku.

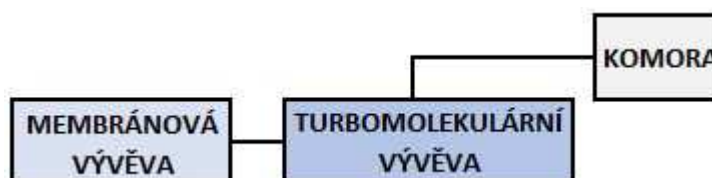
Vzhledem k požadavkům na vlastnosti celé aparatury se nabízí několik variant uspořádání primární a sekundární vývěvy. Všechny tyto varianty jsou zaznamenány v následujících bodech.

- Pístová + difuzní
- Pístová + turbomolekulární
- Membránová + difuzní
- Membránová + turbomolekulární
- Rotační + difuzní
- Rotační + turbomolekulární
- Šroubová + difuzní
- Šroubová + turbomolekulární
- Šneková + difuzní
- Šneková + turbomolekulární
- Zubová + difuzní
- Zubová + turbomolekulární

Některé z těchto kombinací nejsou přijatelné z důvodu požadavku na čistotu chodu. Pístové, rotační a difuzní vývěvy totiž využívají přímo ke své funkci olej, nebo jím jsou přimazávány, a tím pádem znečišťují výstupní vzduch.

Ze zbylých kombinací je jasné, že druhý stupeň čerpání bude v každém případě obstarávat turbomolekulární vývěva. Tu je možné použít se všemi zbylými vývěvami, ale nejčastěji se využívá kombinace turbomolekulární a membránové, která zaručuje tichý a čistý chod. Tato kombinace je také přímo doporučená výrobcem vývěv PFEIFFER VACUUM.

Na obrázku 5 je schematicky znázorněno uspořádání obou stupňů vývěv vzhledem k vakuové komoře.

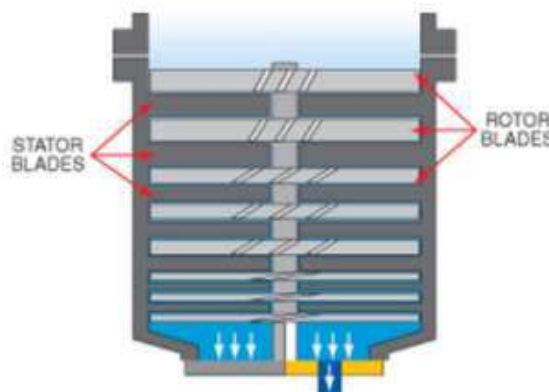


Obrázek 5 – schéma uspořádání vakuových vývěv

V následujících dvou kapitolách je kromě volby konkrétních vakuových vývěv pojednáno o základním principu a funkci těchto dvou typů vývěv.

4.1.2 Turbomolekulární vývěva

Turbomolekulární vývěva se skládá ze střídajících se statorových a rotorových lopatkových disků. Sklon statorových lopatek je opačný než sklon lopatek rotorových a směrem od vstupního po výstupní otvor vývěvy se mění tak, aby bylo docíleno co nejlepšího kompresního poměru. Molekuly čerpaného plynu, které se dostanou mezi lopatky rotoru, od něj dostanou impuls ve směru čerpání, dále se odrazí od statorových lopatek a další řadou rotorů jsou opět po udělení dalšího impulsu směřovány k výstupu. Tyto vývěvy jsou vždy používány jako sekundární a je tedy potřebné vhodným způsobem zajistit pre-vakuum požadovaného vstupního tlaku a čistoty. [3]



Obrázek 6 – Turbomolekulární vývěva [3]

Jako sekundární vývěvu jsem zvolil vzhledem k relativně malému čerpanému prostoru nejmenší dostupný model **TMP HiPace 80 Split-flow** od výrobce PREIFFER VACUUM, který dokáže dosáhnout požadovaného tlaku.



Tabulka 3 – parametry HiPace 80 [4]

Základní parametry		
Max. vstupní tlak	200	Pa
Mezní tlak	10^{-5}	Pa
Vstupní příruba	DN 63 ISO-K	-
Výstupní příruba	DN 16 ISO-KF	-
Detailní specifikace viz příloha A		

Obrázek 7 – Turbomolekulární vývěva HiPace 80 [4]

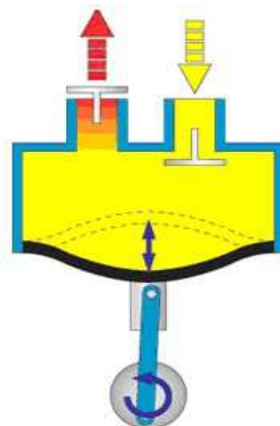
Tento typ turbomolekulární vývěvy má kromě splnění požadovaných parametrů výhodu v chlazení, neboť na rozdíl od svých větších sourozenců nevyžaduje ke chlazení žádné zvláštní médium, ale je chlazen pouze okolním vzduchem. [4]

V případě použití turbomolekulární vývěvy, je třeba dbát, aby při svém provozu byla vždy uložena ve vertikálním směru, a to z toho důvodu, že rotor uložený v kluzném a elektromagnetickém ložisku by při naklonění díky svým vysokým otáčkám způsoboval nadměrné opotřebení a zahřívání celé vývěvy.

4.1.3 Membránová vývěva

Jedná se v podstatě o moderní pístové vývěvy, píst se v tomto případě ale netře o plášť válce vývěvy, ale je spojen s blokem pružným členem. Zásadní výhodou je bezolejové čerpání a těsnost vykoupená menším zdvihem.

Vyznačují se tichým chodem a jednoduchou údržbou. Využívány jsou v aplikacích vyžadujících čistý chod nebo v agresivních prostředích. [5]



Obrázek 8 – membránová vývěva [5]

Mezi membránovými vývěvami jsou jen malé rozdíly v parametrech a pro danou aplikaci plně dostačují základní typy těchto vývěv. Pro doplnění prvního stupně sestavy vývěv jsem tedy zvolil membránovou **vývěvu MVP 030-3**, kterou sám výrobce ke zvolené turbomolekulární vývěvě doporučuje.



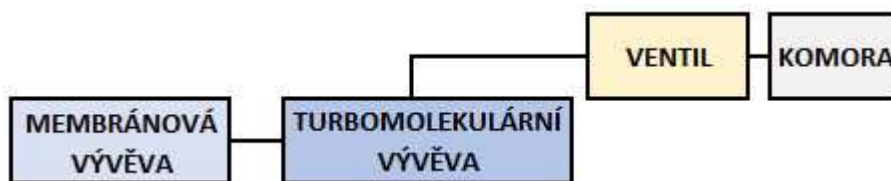
Tabulka 4 – parametry MVP 030-3 [6]

Základní parametry		
Vstupní tlak	atmosférický	-
Mezní tlak	100	Pa
Vstupní příruba	G1/4"	-
Detailní specifikace viz příloha B		

Obrázek 9 – Membránová vývěva MVP 030-3 [6]

4.2 Volba ventilu

Aby bylo možné vnitřní prostor testovaného vlnovce a vakuové komory uzavřít a sledovat tak změnu tlaku, je nezbytné mezi komoru a turbomolekulární vývěvu umístit ventil. Jeho umístění do celku vakuové aparatury je znázorněno na obrázku níže.



Obrázek 10 – Schéma umístění ventilu

V tabulce 5 je uveden přehled rozdělení vakuových ventilů dle ovládacího signálu, uspořádání a konstrukce.

Tabulka 5 – přehled ventilů a jejich rozdělení [31,32,33,34]

Dle ovládacího signálu	pneumatické
	elektrické
	elektromagnetické
	elektropneumatické
	ruční
Dle uspořádání	úhlové
	přímé
Dle konstrukce	šoupátkové
	kulové
	motýlové
	jehlové

Z důvodu celkového uspořádání aparatury a způsobu používání jsem zvolit úhlový ventil s ručním ovládáním. Úhlový z toho důvodu, že výstup z komory je uvažován horizontálně a turbomolekulární vývěva musí být uložena vertikálně. Ruční ovládání je vhodné z hlediska jednoduchosti ovládání a možnosti ovládání kdykoli během pracovního cyklu i mimo něj, podle aktuálních požadavků.

Dle daných požadavků jsem zvolil úhlový manuálně ovládaný ventil **AVC 040 SX, Angle valve, manual** od výrobce PFEIFFER VACUUM.



Tabulka 6 – Parametry AVC040SX [7]

Základní parametry		
připojovací příruby	DN 25 ISO-KF	-
operační tlak max.	15 ⁴	Pa
operační tlak min.	10 ⁻⁶	Pa
Detailní specifikace viz příloha C		

Obrázek 11 – Ventil AVC 040 SX [7]

Při použití tohoto ventilu je třeba dbát jeho správné orientace a to tak, aby při zavzdušnění komory nedošlo k samovolnému otevření ventilu proti pružině zajišťující zavření, tedy respektovat vstupní a výstupní stranu.

4.3 Volba vakuové měrky

Jelikož jedním z požadavků na testování je hodnota pracovního tlaku 10^{-5} Pa, je zapotřebí dosažení tohoto tlaku měřit. K tomuto účelu slouží vakuové měrky. Jejich další funkcí je sledování vzniku netěsnosti na testovaném vlnovci signalizované zvýšením tlaku.

Vakuových měrek je také celá řada, a stejně jako vývěvy, je lze rozdělit do skupin dle principu jejich funkce.

Tabulka 7 – Přehled vakuových měrek a jejich rozdělení [35,36]

Kapalinové	U trubice	otevřená
		uzavřená
		uzavřená zkrácená
	kompresní	MacLeodův nanometr
Mechanické	s uzavřeným prostorem	aneroidové
		krabicové
	membránové	s mechanickým převodem
		kapacitní
	pístové	
Tepelné	odporové	
	termočláňkové	
	termistorové	
Viskózní	s rotující kuličkou	
	staronové typy	
Ionizační	se žhavou katodou	
	se studenou katodou	

Při volbě správné vakuové měrky je potřeba brát v potaz tyto parametry a faktory: [35,36]

- **Rozsah pracovních tlaků** – rozsah vakuometru je dán fyzikálním principem jeho funkce. Na pracovní rozsah je přímo vázaná přesnost měrky a mimo tento rozsah vakuometr pracuje s velmi vysokou nepřesností a jeho použití je vyloučeno.
- **Citlivost na různé druhy plynů** – ta je v případě neabsolutních vakuometrů pro různé plyny různá v závislosti na jejich principu. Pokud není uvedeno jinak, jsou vakuometry kalibrovány pro dusík a pro jiné plyny jsou dodány kalibrační křivky.

- **Přesnost** – ta se obvykle udává jako procento, které představuje maximální chybu měření ze čtené hodnoty a udává se v tzv. nejistotě měření, do které je zahrnuta zejména nejistota kalibrace použitých etalonů, vliv okolních podmínek, vliv složení atmosféry, hystereze přístroje a nejistota odečtu.
- **Doba časové odezvy** – tento parametr uvádí, jak rychle je vakuometr schopný reagovat na skokovou změnu tlaku.
- **Vliv vakuometru na měřený systém** – velká část měrek má vlastní pracovní prostor, který může ovlivňovat výsledné měření je proto třeba brát ohled na čerpaný prostor.
- **Podmínky pracovního prostředí** – například působení magnetického pole, teplota, vibrace a všechny vlivy, které mohou mít negativní vliv na měřicí proces.
- **Možnost použití dlouhého kabelu nebo bezdrátový přenos** – tento faktor může mít vliv na rychlost odezvy, je tedy zapotřebí zvážit použití kabelu nebo bezdrátového přenosu vzhledem k prostoru, který je v rámci konstrukce vymezen.

Pokrytí pracovních tlaků různými druhy vakuometrů je znázorněno na obrázku níže. Hodnoty uvedených tlaků jsou absolutní. [35,36]

Tlak [Pa]									
10^{-9}	10^{-7}	10^{-5}	10^{-3}	10^{-1}	10^1	10^3	10^5		
						U-trubice			
			MacLeodův vakuometr						
					Mechanické vakuometry				
					Membránové vakuometry piezorezistivní				
			Membránové vakuometry s kapacitním snímáním						
			Viskózní měrka s rotující kuličkou						
			Ionizační měrky se studenou katodou						
					Ionizační měrka konvenční				
Speciální konstrukce ionizačních měrek									

Obrázek 12 – Přehled pracovních tlaků vakuových měrek

Z výše uvedených informací plyne, že pro požadovanou aplikaci použití v testovací stolici s požadovaným pracovním tlakem 10^{-5} Pa připadá v úvahu použití pouze Ionizační měrky se studenou katodou. Jedná se v podstatě o výbojku s vhodně uspořádanými elektrodami umístěnými v magnetickém poli. Vlivem vysokého napětí jsou elektrony opouštějící katodu urychlovány směrem k anodě a na své dráze ionizují molekuly neutrálního plynu měřené atmosféry. Takto vzniklé kladné ionty směřují ke katodě. Velikost iontového proudu závisí na počtu srážek elektronů s molekulami plynu a ten závisí na jejich koncentraci která je mírou tlaku. Tyto měrky jsou velice robustní a jednoduché na čištění s vysokou snášenlivostí nahodilého zavzdušnění.

Pro požadovanou aplikaci jsem zvolil měrku **PIRANI PENING COLD CATHODE PRK 360, low current, DN 25 ISO-KF** od výrobce PREIFFER VACUUM, což je základní model pro požadovaný měřicí rozsah.



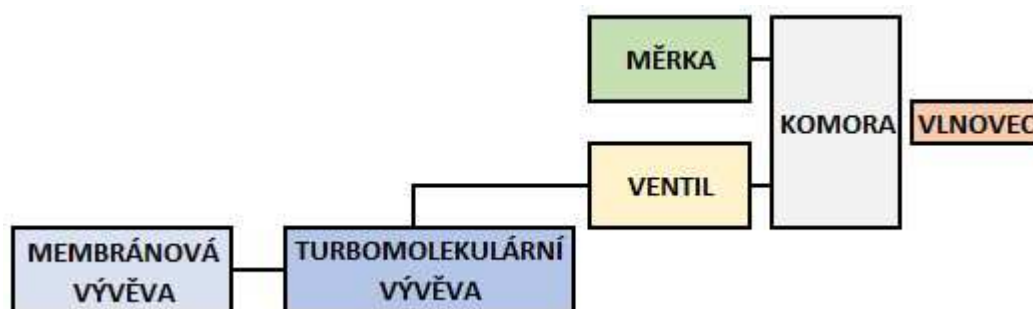
Obrázek 13 – Vakuová měrka PRK 360 [8]

Tabulka 8 – Parametry PRK 360 [8]

Základní parametry		
Max. měřený tlak	atmosférický	Pa
Min. měřený tlak	10^{-6}	Pa
Příruba	DN 25 ISO-KF	-
Detailní specifikace viz příloha D		

4.4 Návrh vakuové komory

Vakuová komora musí jednak plnit funkci mezičlánku mezi testovaným vlnovcem a vakuovou aparaturou, zadruhé musí fungovat jako jakýsi zásobník požadovaného pracovního tlaku. Na obrázku níže je znázorněno blokové schéma vakuové aparatury, a tedy i umístění komory v jejím celku.



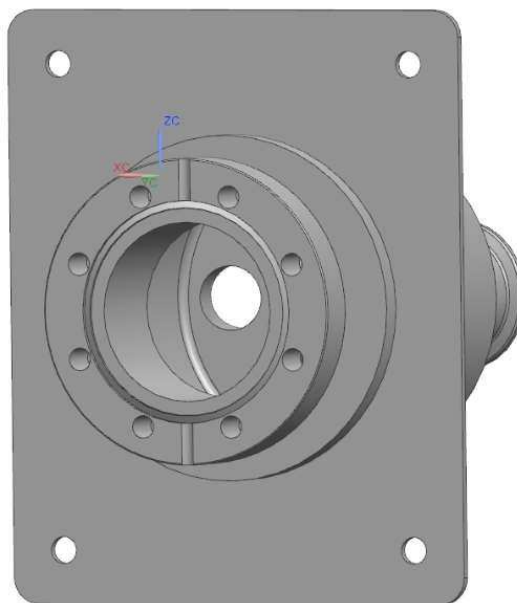
Obrázek 14 – Schéma uspořádání aparatury

Navrhovaná vakuová komora musí umožnit:

- Připojení vakuové měrky
- Připojení ventilu
- Připojení vlnovce
- Pevné připojení k rámu testovací stolice
- Provoz při pracovním tlaku 10^{-5} Pa

4.4.1 Vlnovcová strana vakuové komory

Navrhovaná komora musí na straně vlnovce umožnit připojení různých vlnovců s různými připojovacími rozměry, největším však s přírubou DN63 ISO-CF. Z důvodu eliminace možných netěsností, a tedy co nejmenšího počtu spojů v celé vakuové soustavě je tedy tato příruba vhodná jako výstupní z komory na stranu vlnovce. Dále jsem tuto stranu doplnil kotevní deskou pro připevnění k rámu stolice pomocí čtyř šroubů.



Obrázek 15 – Vlnovcová strana vakuové komory

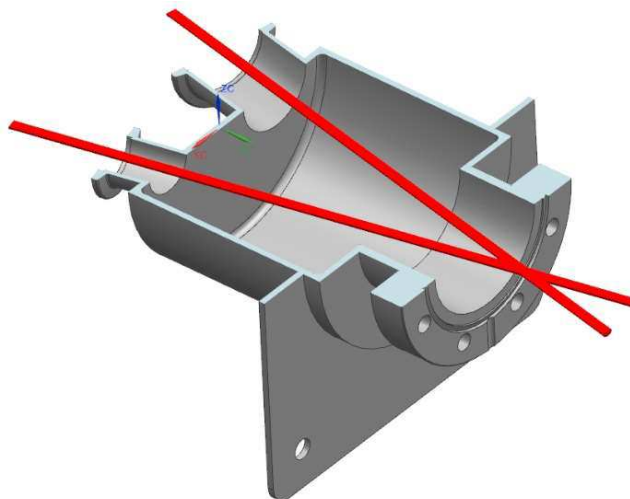
4.4.2 Napojení ventilu a měrky na komoru

Vzhledem k celému konceptu testovací stolice je vhodné, aby vakuová komora umožňovala jednoduchou, a hlavně pevnou montáž k rámu celé testovací stolice.

Umístění měrky je potřeba vhodně zvolit tak, aby nedocházelo k ovlivnění její funkce, případně poškození. Je tedy důležité dbát, aby měrka:

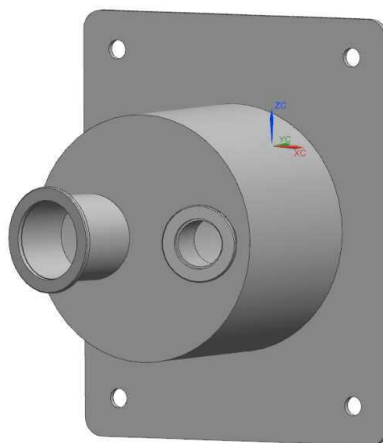
- Nebyla ovlivněna blízkým napouštěním procesních plynů
- Nebyla umístěna v blízkosti zdroje tepla
- Nebyla ovlivněna produkty technologického procesu
- Nebyla vystavena nebezpečí mechanického poškození z vnějšku

Pro zvýšení efektivity a přesnosti je měrka umístěna tak, aby se osy obou vstupů sbíhaly v kuželovitém zorném poli, které má vrchol umístěný co nejdál v čerpaném vlnovci, a vykrývaly tak co nejideálněji proud molekul čerpaného vzduchu. Toto uspořádání výstupních přírub a jejich sbíhavost je zobrazeno na obrázku níže.



Obrázek 16 – Sbíhání os výstupních přírub

Strana komory, na kterou je napojen zbytek vakuové aparatury tedy vypadá následovně. Větší z přírub je DN 40 ISO-KF pro připojení ventilu a menší z nich je DN 25 ISO-KF pro připojení vakuové měrky.



Obrázek 17 – Příruby pro připojení vakuové měrky a ventilu ke komoře

Celá vakuová komora je svařenec tvořený kotevní deskou, přírubami pro upevnění vlnovce, měrky a ventilu a samotným pláštěm složeným z jedné válcové a dvou čelních částí upravenými pro navaření požadovaných přírub.

4.4.3 Volba materiálu komory

Ve vakuové technice se používá celá řada materiálů a to jak pro konstrukci dílů aparatur, tak pro zjištění vakuových procesů. Kromě běžných požadavků na mechanické, elektrické, tepelné nebo magnetické vlastnosti musí materiály navíc splňovat požadavky z hlediska využití ve vakuu, především těsnost, nízký tlak nasycených par a uvolňování vázaných plynů, to vše při teplotách uvažovaných pro daný proces.

U testovací stolice je předpokládán provoz za běžné pokojové teploty, a proto je vhodné zaměřit se na materiály obsahující pouze: železo, měď, nikl, chrom, titan, hliník, indium, nebo berilium, protože ostatní materiály mají při pokojových teplotách vysokou tenzi par, což má negativní vliv na čerpání a udržení vysokého vakua. Negativní vliv má také drsnost povrchu, tudíž čím menší drsnost, tím méně tenzních par materiál váže.

Z těchto důvodů jsem pro materiál komory zvolil nerezovou ocel **X6Cr13** s drsností povrchu vnitřní strany komory Ra 0,8. Tento materiál obsahuje 84 – 88% železa, 11 – 14% chromu a stopové množství hořčíku, křemíku a uhlíku. Jeho mez pevnosti v tahu je 500 MPa a mez pevnosti v ohybu pro míjivý způsob zatěžování 120 MPa [26].

4.4.4 Pevnostní kontrola komory

Jelikož je mezi vnitřním prostorem vakuové komory a okolním prostředím tlakový rozdíl, a komora je tak zatěžována vnějším přetlakem, je navržena dle ČSN 690010-4 - *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výpočet pevnosti* [24]. Následující výpočet je proveden dle této normy.

Vstupní parametry:

- Vnitřní průměr komory: $D = 122 \text{ mm}$
- Délka komory: $l = 100 \text{ mm}$
- Mez pevnosti v ohybu materiálu: $\sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}$ [26]
- Koeficient bezpečnosti pro tlakově staticky zatěžované nádoby: $K = 0,81$ [24]
- Maximální pracovní podtlak: $p = 0,1 \text{ MPa}$

Minimální tloušťka stěny:

$$s_{min} = \text{Max} \left\{ K \times D \times 10^{-2}; \frac{1,1 \times p \times D}{2 \times \sigma_D} \right\} \quad (1)$$

Z tohoto vzorce vyplynou dvě navzájem nezávislé hodnoty. Ta hodnota, která je pro daný případ vyšší, je považována za minimální tloušťku stěny. Ve vztahu 1 a 2 jsou do těchto vzorců dosazeny konkrétní hodnoty.

$$K \times D \times 10^{-2} = 0,81 \times 120 \times 10^{-2} = 0,972 \text{ mm} \quad (2)$$

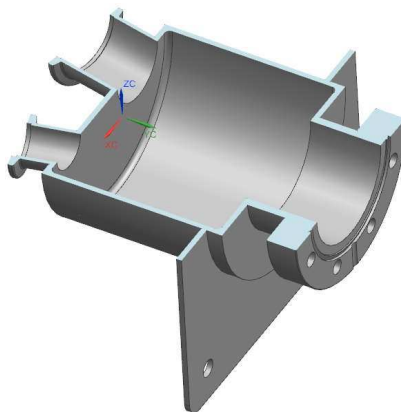
$$\frac{1,1 \times p \times D}{2 \times \sigma_{Do}} = \frac{1,1 \times 0,1 \times 122}{2 \times 120} = 0,055 \text{ mm} \quad (3)$$

$$s_{min} = \text{Max}\{0,972; 0,055\} \quad (1)$$

Z výpočtu vyplynulo, že minimální tloušťka stěny je 0,972 mm.

Z konstrukčních a technologických důvodů volím tloušťku stěny **3 mm**. Tato tloušťka zabezpečí kvalitní, a především těsné provaření jednotlivých prvků komory, jako jsou příruby a kotevní deska, a dále umožní její pohodlné opracování na požadovanou kvalitu povrchu, o které se pojednává v předešlé kapitole zaměřené na volbu materiálu komory.

Na následujícím obrázku 18 je řez vakuovou komorou v jejím horizontálním směru.

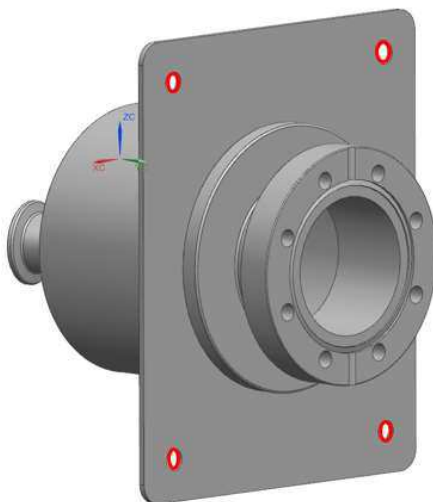


Obrázek 18 – Řez vakuovou komorou

4.4.5 Pevnostní analýza vakuové komory

Před provedením kontroly návrhu vakuové komory pomocí metody konečných prvků v programu Z88 Aurora, bylo nutné model komory optimalizovat, aby výsledné hodnoty nebyly zkresleny lokálními maximy v ostrých hranách a zlomech komory. V rámci optimalizace byly veškeré ostré hrany nahrazeny malým rádiusem o poloměru 1 mm.

Komora byla pevně zavazbena posuvnou vazbou s nulovým posunutím ve všech osách skrz vnitřní plochy otvorů na kotevní desce (označené červenou barvou), čehož bylo docíleno simulace upevnění komory pomocí šroubů k rámu. Zbytek komory byl po všech vnějších plochách zatížen tlakem o hodnotě 0,1 MPa, což přibližně odpovídá přetlaku jedné atmosféry při vnitřním pracovním tlaku o absolutní hodnotě 10^{-5} Pa.

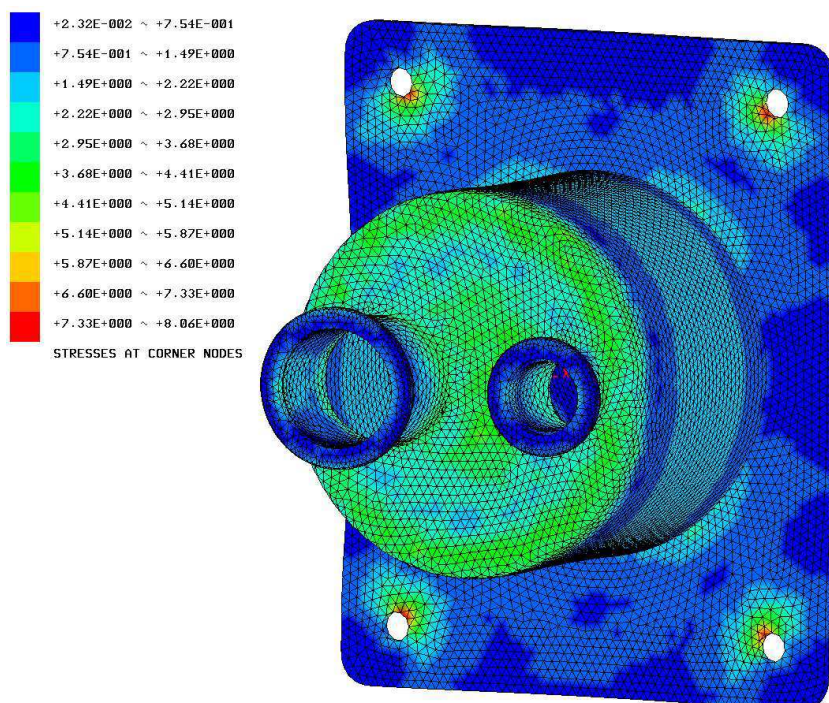


Obrázek 19 – Vazby vakuové komory při pevnostní analýze

Výsledky působení daného tlaku na plášť komory jsou zobrazeny na obrázcích níže. Z těchto výsledků plyne, že maximální hodnota napětí v materiálu je koncentrovaná ke kotvicím otvorům, a to ze dvou důvodů. Jedním z nich je hrana mezi válcovou plochou otvorů a rovnou plochou kotvící desky komory. Druhým důvodem je to, že komora je připevněna k rámu pouze skrze tyto otvory, přes které je přenášeno zatížení od veškerých vnějších sil a tlaků.

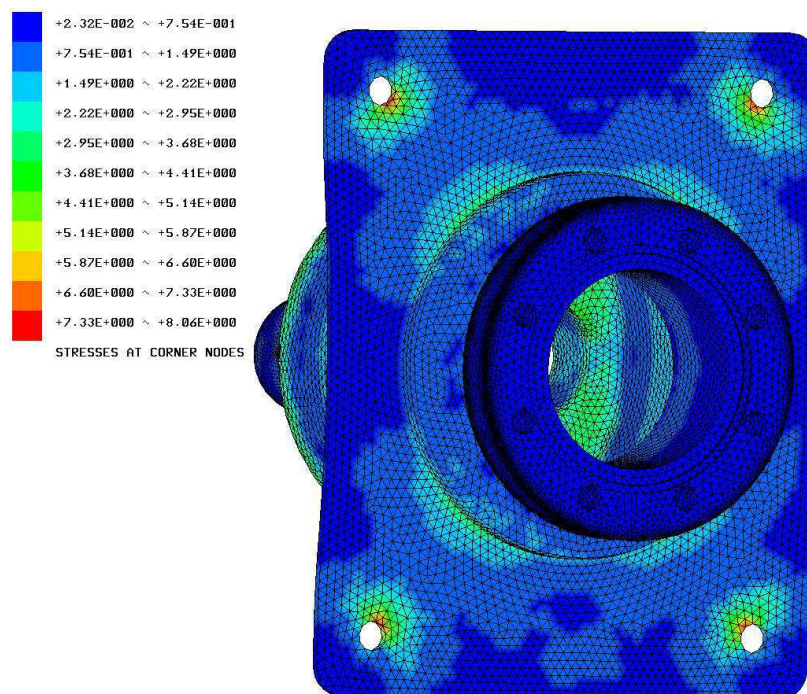
Dle číselných výsledků je hodnota lokálního maxima přibližně 8 MPa, což je téměř zanedbatelné v porovnání s hodnotou dovoleného napětí v ohybu, která je 120 MPa. Konstrukce vakuové komory tedy plně vyhovuje požadavkům na ni kladeným.

Na obrázku 19 je zobrazena komora v pohledu ze zadní strany. Zde je zřejmé působení vnějšího přetlaku na zadní rovnou stěnu, která nedokáže tlak rozložit tak dobře jako stěna válcová. Hodnota napětí se v inklinovaných místech pohybuje kolem maximální hodnoty 5 MPa, což je opět téměř zanedbatelná hodnota vzhledem k maximálnímu dovolenému napětí v ohybu. Dále je jasně viditelné lokální maximum napětí v místě připojení komory na rám, tedy v místě, kde je komora přes svou kotevní desku připojena k rámu pomocí šroubů.



Obrázek 19 – Pohled na komoru ze strany připojení ventilu a měrky

Na dalším obrázku je zobrazena komora ze strany připojení vlnovce. Zde je kromě koncentrace napětí kolem kotvících otvorů viditelný nárůst napětí na přechodu samotné vakuové komory a její kotevní desky, jehož velikost je ovšem opět minimální.

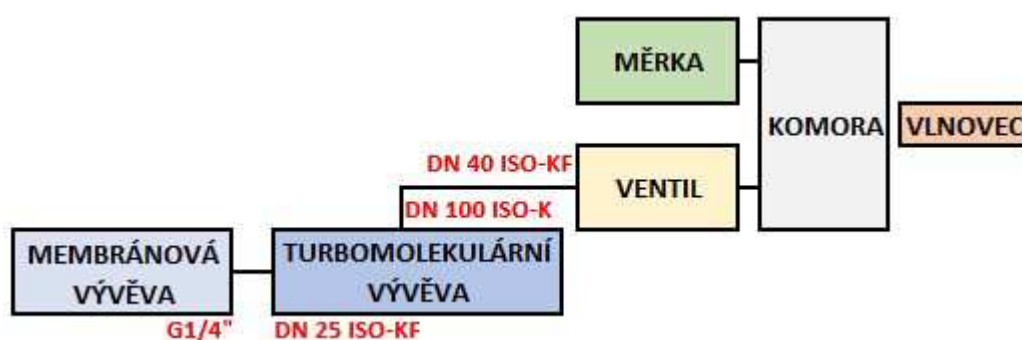


Obrázek 20 – Pohled na komoru ze strany připojení vlnovce

4.5 Volba spojovacích prvků vakuové aparatury

Jelikož ne všechny zvolné prvky aparatury na sebe mohou přímo navazovat, bylo nutné zvolit odpovídající spojovací materiál, pro zabezpečení funkčnosti celku. Vzhledem k přirozené netěsnosti každého spoje byl kladen důraz na omezení počtu spojů na nezbytné minimum. Tento ohled má také ekonomický význam, který však není z funkčního pohledu majoritní.

V následujícím schématu jsou zobrazeny připojovací rozměry jednotlivých prvků aparatury.



Obrázek 21 – schéma použití redukčních spojovacích prvků

Jelikož je výstupní příruba z ventilu DN 40 ISO-KF a vstupní příruba do turbomolekulární vývěvy DN 100 ISO-K, zvolil jsem k tomuto účelu komponentu **Straight Adapter, Stainless Steel 304, DN 63 ISO-K/40 KF** (poz. 240) od výrobce Pfeiffer Vacuum s doporučeným maximálním pracovním tlakem 10^{-6} Pa, při použití patřičného elastomerového těsnění. [9]



Obrázek 22 – Adaptér DN63 ISO-K/40 KF [9]

Další propojení je mezi turbomolekulární a membránovou vývěvou, kde výstupní příruba z turbomolekulární vývěvy má rozměr DN 16 ISO-KF a membránová vývěva má na

vstupu závit G 1/8". Na výstup z membránové vývěvy jsem umístil redukci: **Adapter KF-16 to 1/8 Inch G BSPP** (poz. 240).











Obrázek 23 – Adaptér KF-16 to 1/8 Inch G BSPP [10]

Díky redukci jsou tak na straně obou vývěv příruby ISO 16 KF a lze je propojit kovovým vlnovcem (poz. 230) o délce 250 mm.

Všechny komponenty jsou spojeny příslušnými svorkami a těsněními, jejichž seznam je uveden v tabulce níže.

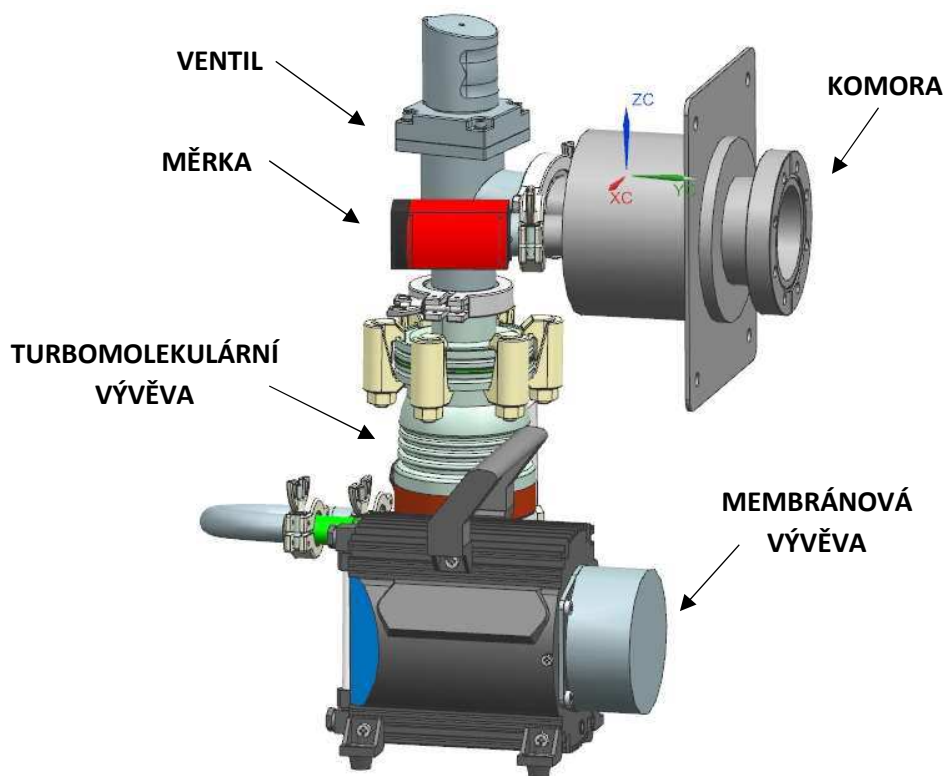
Tabulka 9 – Seznam spojovacích prvků

Komora – ventil	KF40C [11]		2 ks
	Ventil – redukce před TMP	KF40AVCR [12]	
TMP – redukce před TMP	Double Claw Clamp ISO63/ISO250 [13]		6 ks
	Centering ring Okta 250/M, DN ISO-F [14]		1 ks

Komora - měrka	KF25C [11]		1 ks
	KF25AVCR [12]		1 ks
Výstup z TMP Vstup do membránové vývěvy	KF16C [11]		2 ks
	KF16AVCR [12]		2 ks

4.6 Sestava vakuové aparatury

Celá sestava vakuové komory, měrky, ventilu a vývěv vypadá následovně:



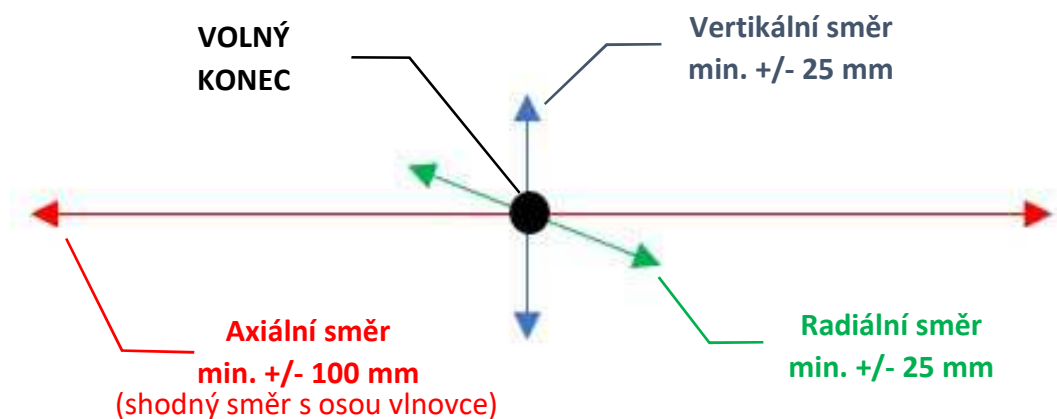
Obrázek 24 – Sestava vakuové aparatury

Vzduch je z vnitřního prostředí komory a připojeného vlnovce čerpán přes ventil turbomolekulární vývěvou na tlak 10^{-5} Pa. Předčerpání na její výstupní tlak 100 Pa je provedeno přes propojovací vlnovec vývěvou membránovou. Celý proces je měřen a kontrolován vakuovou měrkou.

5. NÁVRH ZATĚŽOVACÍHO MECHANISMU TESTOVACÍ STOLICE

Součástí splnění požadavků na funkci testovací stolice jako celku je zabezpečit mechanické namáhání volného konce vlnovce, jehož druhá strana je připojena na vakuovou aparaturu. Jelikož jsou testované vlnovce různých délek, průměrů i tuhostí, a celé zařízení by mělo být co nejvíce kompatibilní a variabilní pro různé účely, byly stanoveny požadavky na pohyb zatěžovacího zařízení a jeho pohybů tak, jak je uvedeno ve vstupních požadavcích.

Na schématu níže jsou znázorněny požadované pohyby volného konce vlnovců, a tedy pohyby jaké musí zabezpečit zatěžovací mechanismus.



Obrázek 25 – Schéma požadovaných pohybů

Pro zajištění pohybů volného konce vlnovce definovaným způsobem lze využít několik různých způsobů a typů mechanismu jako například:

- Průmyslový robot
 - víceúčelový
 - paralelní
- Kombinace lineárních pohonů
 - pneumatické
 - hydraulické
 - mechanické
 - elektromechanické

5.1 Průmyslový robot

Pro požadovaný typ aplikace a zatěžování volného konce vlnovce v požadovaném rozsahu, připadají v úvahu dvě varianty nasazení průmyslových robotů, a to víceúčelové nebo paralelní. Další dvě podkapitoly jsou věnovány těmto dvěma možnostem.

5.1.1 Víceúčelové roboty

Víceúčelové roboty jsou jedny z nejvyužívanějších typů robotů napříč nejrozličnějšími aplikacemi. Jejich univerzálnost umožňuje efektivní nasazení například při lakování, svařování, měření, manipulaci s výrobky a polotovary nebo obrábění.



Obrázek 26 – Víceúčelový robot ABB [15]

V požadované aplikaci, tedy mechanickým namáháním volného konce vlnovce, by víceúčelový robot obstarával manipulační operaci s koncovým efektořem zabezpečujícím upevnění a zatěsnění vlnovce.

Výhody:

- ✓ Variabilita použití a pohybů
- ✓ Jednoduché řízení

Nevýhody:

- ✗ Vysoká cena
- ✗ Velké zástavbové rozměry
- ✗ Nevýhodný poměr velikosti a maximální síly
- ✗ Vysoká hmotnost

5.1.2 Paralelní roboty

Funkce paralelních robotů je vesměs pouze manipulační a konkrétní operace jsou specifikovány danou technologií, kterou roboty doplňují koncovým efektem robota. Paralelní roboty disponují čtyřmi nebo šesti stupni volnosti, dle konstrukce. Jejich kinematika umožňuje mnohem rychlejší pohyby než například u předchozích víceúčelových robotů, tato výhoda je však vykoupena menšími přenosovými silami.



Obrázek 27 – Paralelní robot ABB [16]

Použití paralelního robota by v požadované aplikaci vzhledem k požadovaným silám vyžadovalo jeho značnou velikost a složitost rámu, který by propojil robota s vakuovou aparaturou, a dokázal přenášet požadované síly. Dalším negativním faktorem je poměrně vysoká cena a nevhodné využití potenciálu takového zařízení.

Výhody:

- ✓ Rychlost
- ✓ Variabilita pohybů

Nevýhody:

- ✖ Vysoká cena
- ✖ Velké zástavbové rozměry
- ✖ Malé síly
- ✖ Velice nevýhodný poměr velikosti a maximálních sil

5.2 Kombinace lineárních pohonů

Lineární pohony jsou akční členy vytvářející pohyb v přímém směru. Své široké využití nacházejí například v průmyslových a obráběcích strojích nebo v počítačových perifériích. K vytvoření lineárního posuvu je využito transformace rotujícího pohybu motoru.

Obecně použití kombinace lineárních pohonů přináší tyto výhody a nevýhody:

Výhody:

- ✓ Variabilita pohybů
- ✓ Výhodný poměr velikosti a maximální síly
- ✓ Rychlost
- ✓ Malé zástavbové rozměry

Nevýhody:

- ✗ Samostatný pohon pro každou osu
- ✗ Samostatné řízení pro každou osu

Lineární pohony lze rozdělit na:

- Pneumatické
- Hydraulické
- Mechanické
- Piezoelektrické
- Elektromechanické

5.2.1 Pneumatické

Pneumatické pohony využívají ke své funkci přeměnu energie stlačeného vzduchu v energii mechanickou. Obecně se rozlišují na pohony s točivým pohybem (pneumatické motory), kmitavé pohony s kyvným pohybem (vahadlové motory) nebo pohony s přímým pohybem (pneumatické válce).

Pneumatické válce přeměňují energii stlačeného vzduchu na posuvný pohyb. Využívány jsou zejména k přemísťování, podávání, upínání nebo zvedání polotovarů, nástrojů nebo hotových výrobků ve všech odvětvích průmyslu.

Lze je rozdělit na:

- Jednočinné – pneumatický pohon pouze v jednom směru
- Dvojčinné – pneumatický pohon v obou směrech



Obrázek 28 – Pneumatické pohony [17]

Výhody:

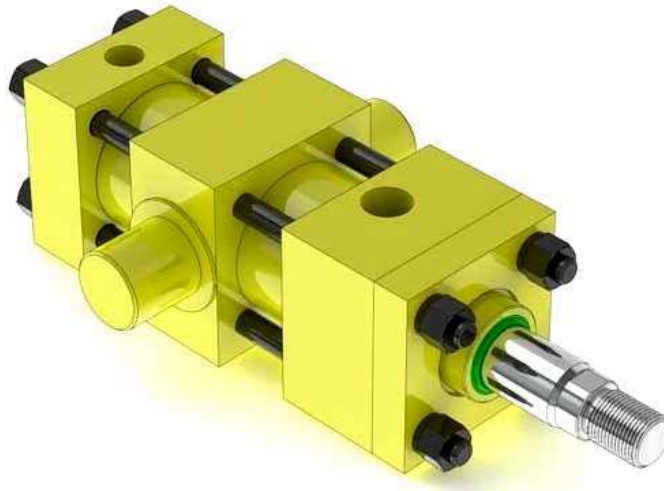
- ✓ Malá hmotnost v poměru k výkonu
- ✓ Variabilita pohybů
- ✓ Odolnost proti přetížení
- ✓ Robustní a lehce opravitelné

Nevýhody:

- ✗ Nutnost přimazávání vzduchu olejem – vypouštění olejové mlhy
- ✗ Dostupnost pracovního média – tlakový vzduch
- ✗ Nezaručení dojezd na polohu
- ✗ Ztráty netěsnostmi

5.2.2 Hydraulické

Základní princip funkce hydraulických pohonů je analogický jako v případě předchozích pneumatických s tím rozdílem, že nositelem energie je stlačený hydraulický olej. Hydraulika nachází své využití především v těžkém průmyslu s požadavkem na vysoké síly, jako třeba u lisů, mobilních stavebních strojů či jeřábů. Hydraulické pohony se využívají také v oblasti obrábění, a to hlavně pro upínání a manipulaci s výrobky či polotovary.



Obrázek 29 – Hydraulický pohon [18]

Výhody:

- ✓ Velké síly při malých rozměrech
- ✓ Variabilita pohybů
- ✓ Jednoduché zabránění přetížení omezením maximálního tlaku

Nevýhody:

- ✗ Dostupnost pracovního média - tlakového oleje
- ✗ Viskozita oleje závislá na teplotě
- ✗ Ztráty prosakováním

5.2.3 Mechanické

Mechanické lineární pohony typicky pracují na principu přeměny rotačního pohybu na pohyb lineární. Tuto transformaci lze provést několika jednoduchými typy mechanismů:

- Šroub a matice
- Kolo a osa
- Vačka / klika

Některé z mechanických pohonů mohou působit pouze tahem jako například řetězový nebo pásový pohon, jiné zase pouze tlakem, jako například vačky. Tahem i tlakem pak mohou působit třeba šroubové pohony.



Obrázek 30 – Mechanický pohon šroub a matice [19]

Výhody:

- ✓ Nízká cena
- ✓ Konstrukčně jednoduché

Nevýhody:

- ✗ Nemožnost zabránění přetížení
- ✗ Malá variabilita pohybů (zejména v případě vačky nebo kliky)

5.2.4 Elektromechanické

Elektromechanické pohony jsou velice podobné těm mechanickým, ale ovládací matice, šroub nebo klika je nahrazena elektrickým motorem. Rotační pohyb elektromotoru je přeměněn na lineární posuv. Existuje mnoho konstrukcí lineárních pohonů, všechny jsou konstruovány tak, aby poskytovaly buď vysokou rychlost posuvu, vysokou sílu, nebo kompromis mezi těmito parametry. Nejdůležitějšími parametry, které je potřeba zvážit při volbě pro konkrétní aplikace, jsou tedy rychlost posuvu, síla a přesnost pohonu.

Elektromechanické pohony mají velice široké využití, setkat se s nimi lze ve všech průmyslových aplikacích, kde plní funkci manipulační, upínací i ovládací.



Obrázek 31 – Elektromechanický pohon [20]

Výhody:

- ✓ Dostupnost pracovního média – elektrické energie
- ✓ Vysoká rychlost pohybů
- ✓ Malé zástavbové rozměry
- ✓ Velké síly
- ✓ Variabilita pohybů

Nevýhody:

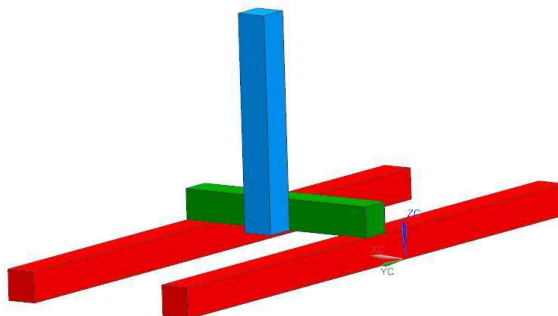
- ✗ Samostatný pohon pro každou osu
- ✗ Vyšší cena

Na základě porovnání všech variant se jako jednoznačně nejvhodnější jeví využití elektromechanických pohonů vhodně zvolených a propojených tak, aby zajistily požadované pohyby. Jejich velkou výhodou oproti jiným je dostupnost elektrické energie jako zdroje pracovního média a jednoduchá možnost řízení.

5.3 Možné varianty uspořádání mechanismu

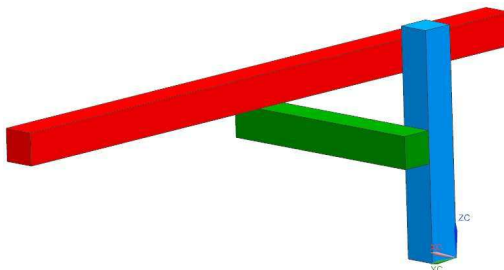
Pro uspořádání jednotlivých pohonů se nabízí několik možných variant uložení pohonů pro jednotlivé osy. Od zvoleného řešení se následně odvíjí volba konkrétních pohonů a jejich parametrů. V následujících bodech jsou naznačeny některé varianty.

- Zdvojený axiální pohon spojený horizontálním a letmo uloženým vertikálním pohonem.



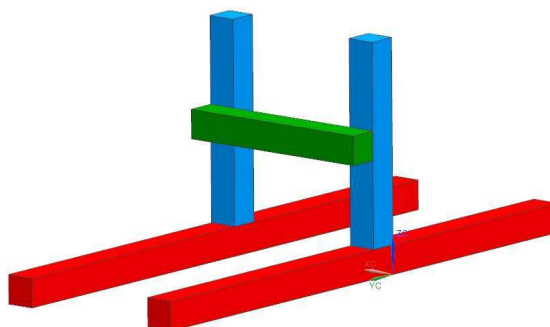
Obrázek 32 – Varianta uspořádání 1

- Letmé uspořádání všech pohonů navázaných navzájem na sebe.



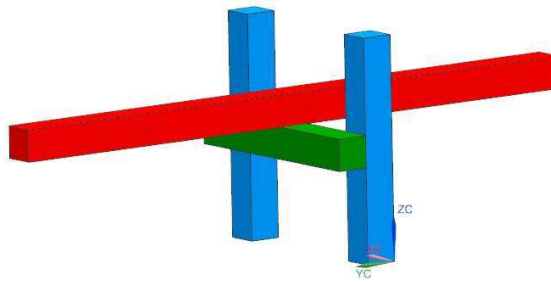
Obrázek 33 – Varianta uspořádání 2

- Zdvojený axiální i vertikální pohon spojený jedním horizontálním pohonem



Obrázek 34 – Varianta uspořádání 3

- Zdvojený vertikální pohon spojený s horizontálním, a na něm uložený axiální pohon



Obrázek 35 – Varianta uspořádání 4

Ze všech možných variant je nejvhodnější zdvojený vertikální pohon spojený s horizontálním, a na něm uložený axiální pohon, tedy poslední z možností. Toto uspořádání oproti letným uloženíům zajišťuje dostatečnou tuhost celého mechanismu a optimální rozložení přenášených sil. Další výhodou je použití pouze jednoho pohonu v axiálním směru, který má největší zdvih, a tudíž nejvyšší cenu v porovnání s ostatními směry.

5.4 Výpočet minimální síly pohonů

Pro výpočet minimální síly je níže uveden nezbytný přehled maximálních zdvihů a tuhostí jednotlivých testovaných vlnovců.

Tabulka 11 – Přehled maximálního zdvihu a tuhostí testovaných vlnovců

VLNOVEC	MAX. ZDVIH [mm]	TUHOST [N/mm]
1	1,2	2,6
2	11,5	2,7
3	1,35	49
4	1,4	135
5	12	10,8
6	19	9,6
7	70	3,6

Minimální sílu k natažení vlnovců na požadovaný zdvih jsem spočítal součinem maximálního zdvihu (k) vlnovce a jeho tuhosti (z), která je po celý zdvih konstantní. Tento výpočet je uveden níže.

Minimální síla:

$$F_{min} = k \times z \quad (4)$$

Tabulka 12 - Přehled vypočítaných minimálních sil všech vlnovců

VLNOVEC	MAX. ZDVIH [mm]	TUHOST [N/mm]	MINIMÁLNÍ SÍLA [N]
1	1,2	2,6	3,12
2	11,5	2,7	31,05
3	1,35	49	66,15
4	1,4	135	189
5	12	10,8	130
6	19	9,6	182
7	70	3,6	254

Z výpočtu minimální síly vyplývá, že největší sílu pro dosažení maximálního zdvihu vyžaduje poslední vlnovec a to 254 N. Jelikož jsou elektrické pohony většinou odstupňovány po 50 N, volím pro svou aplikaci posuv se silou 300 N, čímž také vznikne dostatečná rezerva pro nečekaný nárůst potřebné síly.

5.5 Volba pohonu pro axiální směr

Požadavky na pohon v axiálním směru:

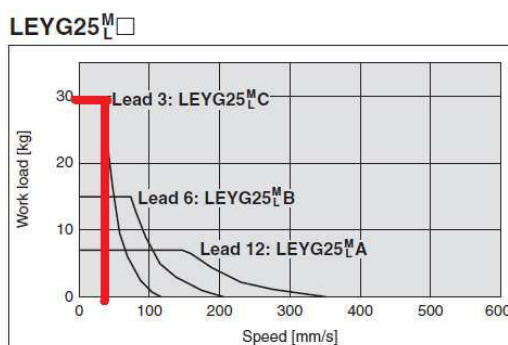
- Minimální zdvih: 200 mm
- Minimální síla: 300 N

Vzhledem k velikosti síly jsem vybíral z pohonů s krokovým motorem, které dokáží vyvinout větší sílu než servomotory při stejné velikosti. Dané aplikaci v axiálním směru, tedy vysouvání a zasouvání, odpovídají pohony typu LEYG od firmy SMC doplněné o přídatné vedení z důvodu zatížení nejen v ose pohonu. Tyto pohony se skládají z šroubového ložiskového bloku se zdvojenými vodícími tyčemi, které odolávají bočnímu a rotačnímu zatížení. V obrázku 36 je přehled těchto pohonů včetně jejich základních parametrů.

Model			LEYG16 ^M			LEYG25 ^M			LEYG32 ^M			
Stroke [mm] ^{Note 1)}			30, 50, 100, 150, 200			30, 50, 100, 150, 200, 250, 300			30, 50, 100, 150, 200, 250, 300			
Actuator specifications	Work load [kg] ^{Note 2)}	Horizontal	Acceleration/Deceleration at 3000 [mm/s ²]	4	11	20	12	30	30	20	40	40
			Acceleration/Deceleration at 2000 [mm/s ²]	6	17	30	18	50	50	30	60	60
		Vertical	Acceleration/Deceleration at 3000 [mm/s ²]	1.5	3.5	7.5	7	15	29	9	20	41
	Pushing force [N] ^{Note 3) 4) 5)}		14 to 38	27 to 74	51 to 141	63 to 122	126 to 238	232 to 452	80 to 189	156 to 370	296 to 707	
	Speed [mm/s] ^{Note 5)}		15 to 500	8 to 250	4 to 125	18 to 500	9 to 250	5 to 125	24 to 500	12 to 250	6 to 125	
Max. acceleration/deceleration [mm/s ²]		3000										
Pushing speed [mm/s] ^{Note 6)}		50 or less			35 or less			30 or less				
Screw lead [mm]		10	5	2.5	12	6	3	16	8	4		

Obrázek 36 - Přehled pohonů typu LEYG [21]

Vzhledem k požadavku na sílu pohonu vyplývá z výše uvedeného přehledu použití pohonu o velikosti 25 se zdvihem 200 mm. Další potřebné informace pro správnou volbu pohonu, jako je velikost vedení pohybového šroubu a jeho stoupání, jsem zjistil vynesáním hodnoty maximálního zatížení do grafu závislosti rychlosti pohonu a jeho zatížení.

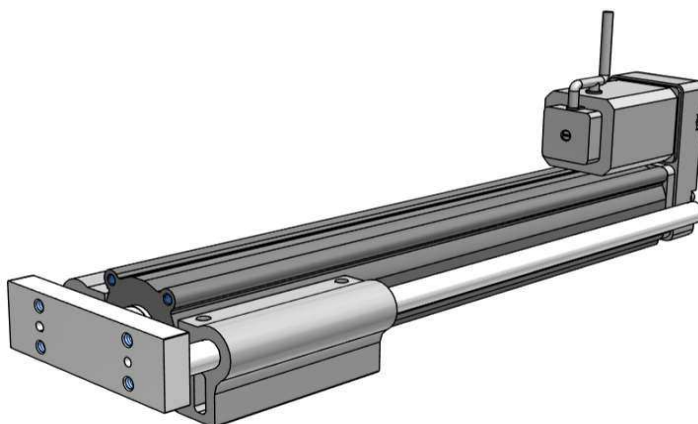


Obrázek 37 – Graf závislosti rychlosti na zatížení [21]

Jak lze z grafu vyčíst, pohon musí být osazen vedením velikosti C se stoupáním šroubu 3 mm, a jeho maximální rychlost je přibližně 35 mm/s, což potvrzuje hodnotu uvedenou v obrázku 37.

Pomocné vedení je z důvodu předpokládaného vysokého počtu pracovních cyklů uloženo pomocí valivých elementů. Řízení a napájení je vedeno standartními kabely o délce 3 metry, protože základní délka jeden metr by nemusela být ve všech polohách mechanismu zcela dostačující a pohodlná pro bezpečné vedení kabelů. Hmotnost tohoto pohonu je 3,2 kg. Další detailní specifikace pohonu viz příloha E.

Na základě všech zjištěných informací jsem zvolil pohon LEYG25LC-200-S3 vyobrazený na obrázku níže.



Obrázek 38 – Pohon LEYG25LC-200-S3

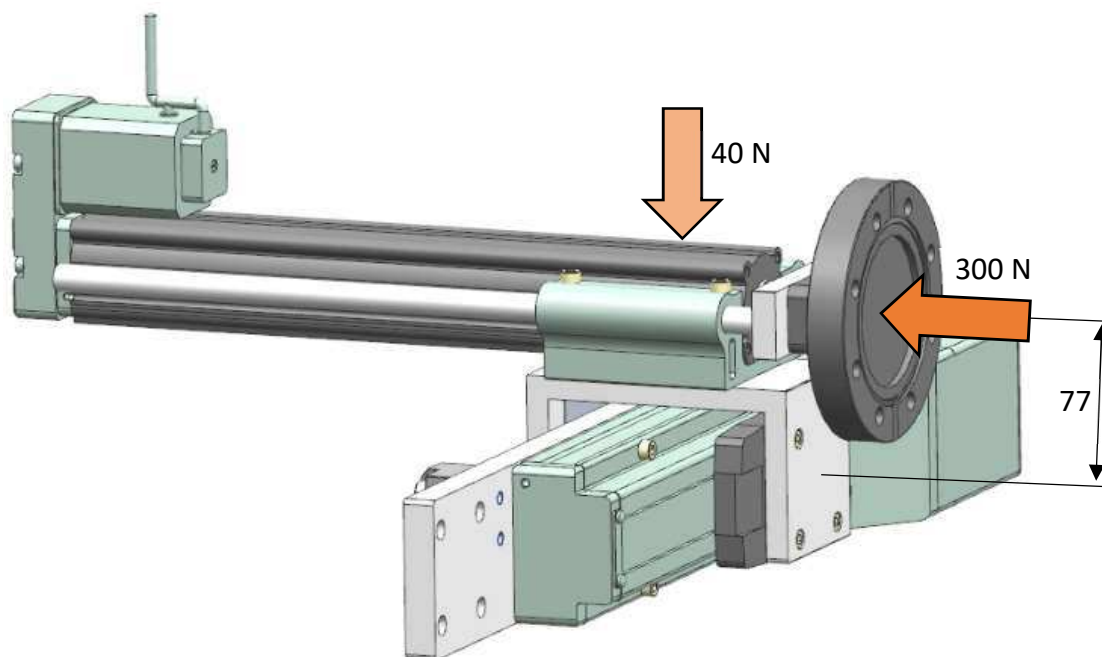
5.5 Volba pohonu pro horizontální směr

Požadavky na pohon v horizontálním směru:

- Minimální zdvih: 50 mm
- Přenos zatěžující síly: 300 N
- Únosnost ostatních prvků zavěšených na tento pohon o hmotnosti cca 4 kg

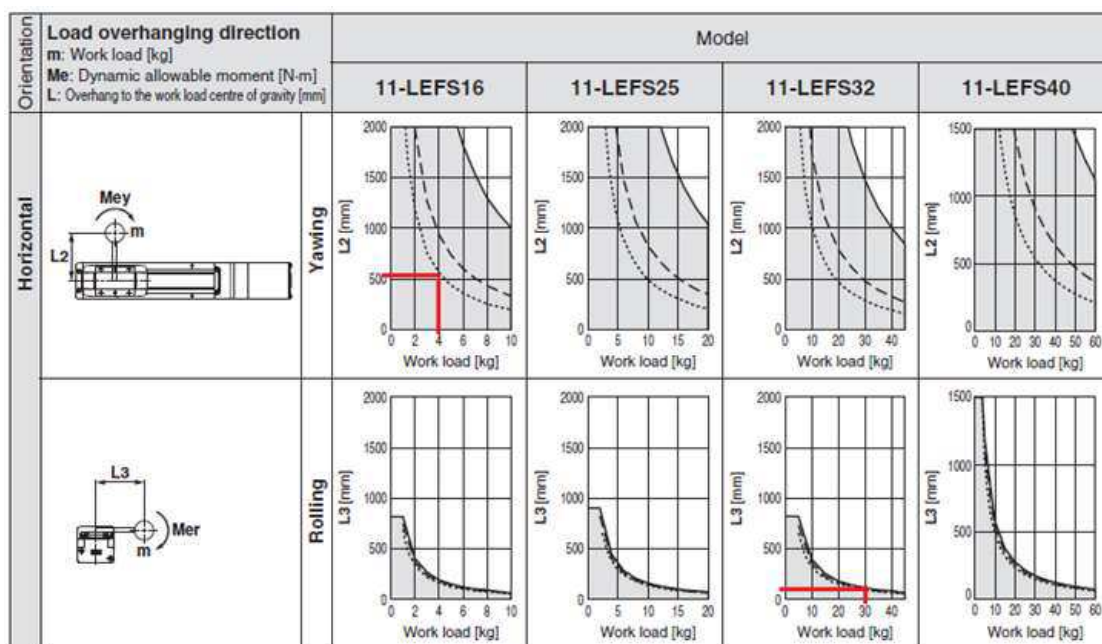
Pro horizontální pohon jsem z důvodu vysokých přenosových sil a předpokládaného cyklického zatížení zvolil elektrický šroubový pohon s jezdcem osazený krokovým motorem řady LEFS výrobce SMC.

Na následujícím obrázku je zobrazeno zatížení působící na horizontální pohon, tato úvaha je nezbytná z hlediska dalšího specifikování velikosti a parametrů pohonu.



Obrázek 39 - Síly působící na horizontální pohon

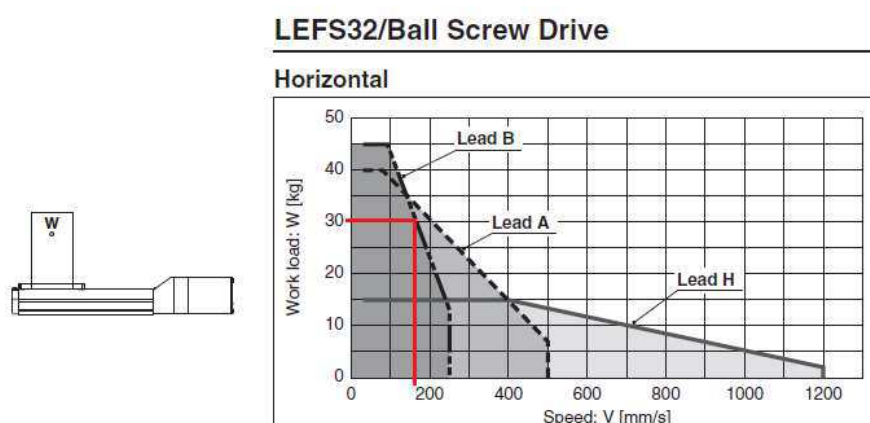
Zobrazené hodnoty jsem následně vynesl do grafů sloužících pro volbu velikosti pohonu (viz obrázek 40). Hlavní zatěžující síla o velikosti 300 N, působí na rameni L_3 , jehož velikost je 77 mm. Kromě přenosu zatěžující síly je tento pohon namáhán také hmotností axiálního pohonu a spojovacích materiálů k jeho upevnění. Jejich hmotnost činí přibližně 4 kg, respektive 40 N, a působí na rameni L_2 , které se různí podle aktuálního vysunutí axiálního pohonu.



Obrázek 40 - Volba horizontálního pohonu [22]

Na základě těchto hodnot vnesených do grafů jednotlivých velikostí pohonů vyplývá, že nejmenší možná velikost pohonu je LEFS32.

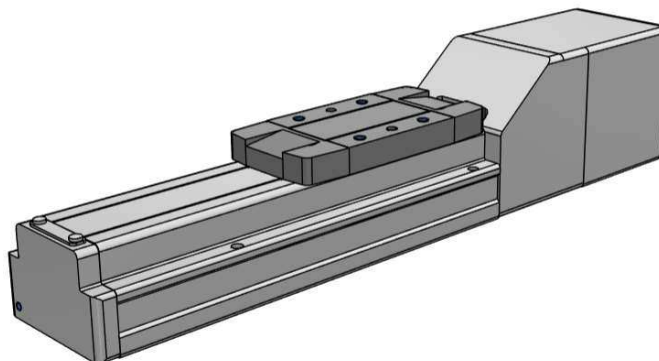
Pro zjištění maximální rychlosti a velikosti vedení pohonu jsem hodnotu maximálního zatížení 300 N, respektive 30 kg, vnesl do následujícího grafu závislosti zatížení a rychlosti pohonu.



Obrázek 41 – Graf závislost rychlosti na zatížení [22]

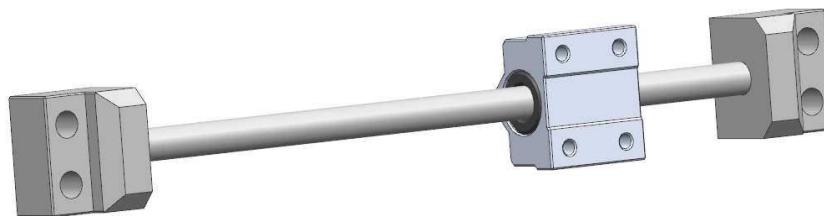
Z tohoto grafu plyne, že maximální rychlost pohonu při daném zatížení je přibližně 175 mm/s v případě osazením pohonu vedením velikosti B, která odpovídá stoupání pohybového šroubu 8 mm.

Na základě všech požadovaných parametrů a velikosti zatížení jsem z katalogu firmy SMC zvolil pohon LEFS32B-100-S3. Pohon a řízení tohoto pohonu je vedeno standartními kabeley o délce 3 metry. Detailní specifikace pohonu viz příloha F.



Obrázek 42 - Pohon LEFS32B-100-S3

Dle doporučení výrobce pohonů SMC, z důvodu eliminace nadbytečného zatížení pohonu a přenesení statického zatížení osy s ohledem na co možná nejvyšší životnost pohonu, jsem pohon doplnil o lineární vedení výrobce APEX, které není nezbytně nutné, ale prodlouží životnost a sníží namáhání pohonu.



Obrázek 43 - Lineární vedení

Sestava vedení se skládá z vozíku SMA-10, horizontální podpory pro tyč 10 mm SK-10 a samotné tyče o průměru 10 mm zakrácenou na požadovanou délku 260 mm S-10.

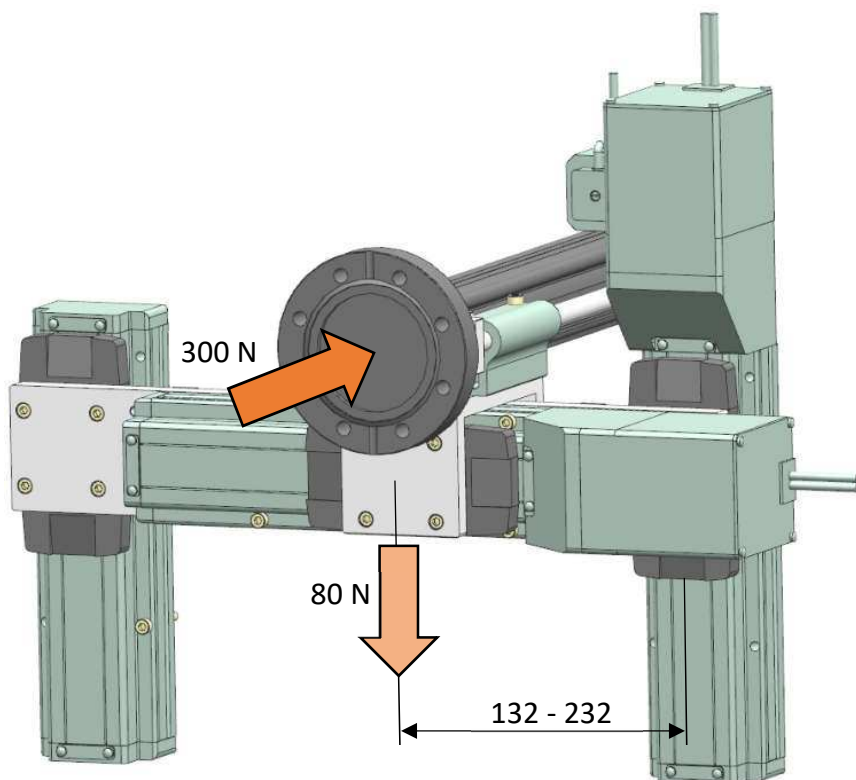
5.6 Volba pohonu pro vertikální směr

Požadavky na pohon ve vertikálním směru:

- Minimální zdvih: 50 mm
- Přenos zatěžující síly 300 N
- Únosnost ostatních prvků zavěšených na tento pohon o hmotnosti cca 8 kg

Stejně jako v případě horizontálního směru i pro vertikální pohon jsem z důvodu vysokých přenosových sil a předpokládaného cyklického zatížení zvolil elektrický šroubový pohon s jezdcem osazený krokovým motorem řady LEFS.

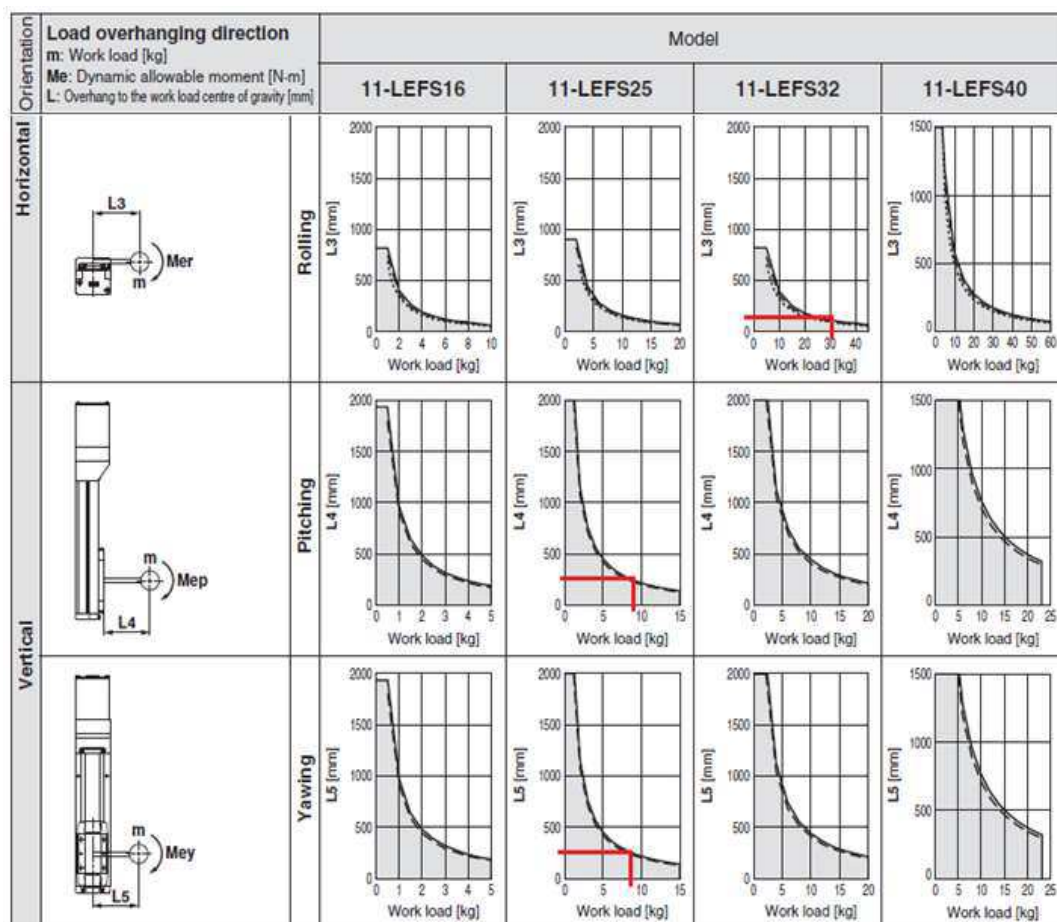
Na obrázku níže je zobrazeno působení hlavní zatěžovací síly i zatížení od hmotnosti axiálního a horizontálního pohonu a od jejich spojovacích materiálů.



Obrázek 44 - Síly působící na vertikální pohon

Stejně jako v případě horizontálního pohonu jsem hodnoty zatížení vynesl do grafů pro daný typ pohonu. Hlavní zatěžující síla velikost 300 N, respektive 30 kg, v tomto případě působí na rameni L_3 o velikosti 77 mm. Síla o velikosti 80 N vyvolaná zatížením od zbylých

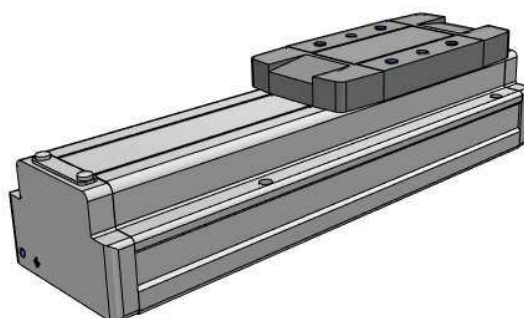
pohonů působí na rameni L_4 o velikosti 132 – 232 mm a L_5 , jehož velikost se různí dle vysunutí axiálního posuvu.



Obrázek 45 – Volba vertikálního pohonu [22]

Z hodnot vynesných do grafu vyplývá, že pro vertikální pohon je možné použít totožný pohon jako v případě horizontálního směru se stejnými parametry, tedy LEFS32B-100-S3.

Z hlediska upořádání celého mechanismu musí být tento pohon doplněn o pomocné vedení (viz. obrázek 46) stejné velikosti a zdvihu. Z katalogu SMC jsem zvolil patřičné pomocné vedení LEFG32-S-100. Detailní specifikace vedení viz příloha G.

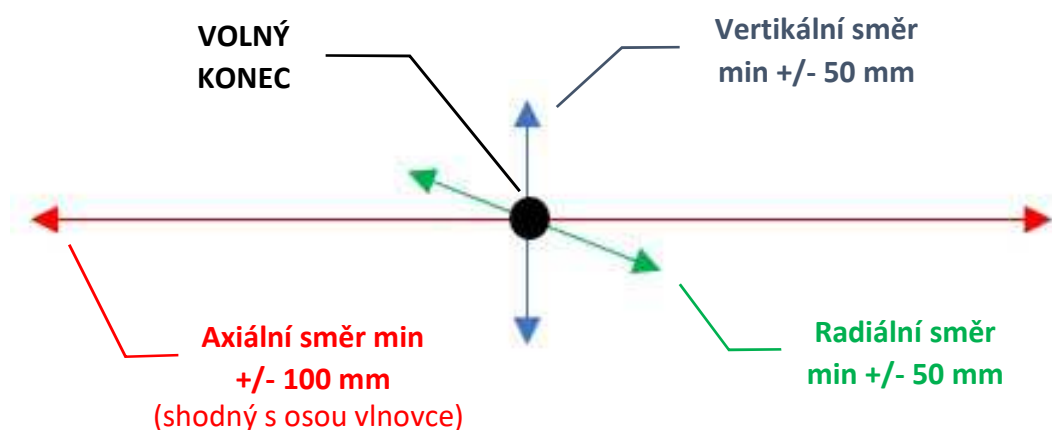


Obrázek 46 – Pohon LEFG32-S-100

Všechny výše zvolené pohony umožňují nastavení jejich základních parametrů, jako rychlost, zdvih nebo maximální sílu, v daném rozsahu každého z pohonů.

Jelikož všechny zvolené pohony neumožňují menší než zvolený zdvih, má finální zdvih volného konce vlnovce tyto hodnoty:

- Axiální směr: ± 100 mm
- Horizontální směr: ± 50 mm
- Vertikální směr: ± 50 mm



Obrázek 47 – Finální rozsah pohybů volného konce vlnovce

5.6 Výpočet minimální rychlosti pohonů

Na minimální rychlost posuvu je z hlediska celého testovacího procesu kladen pouze jeden základní požadavek a to:

- Požadovaná doba na provedení cyklů: $i = \frac{10^5}{\text{týden}}$, (uvažován je pracovní týden, tedy 5 dnů)

Jedním pracovním cyklem je myšlen pohyb pohonu z výchozí polohy do koncové a jeho návrat do výchozí polohy.

Pro zjištění minimální požadované rychlosti pohonů bylo nejprve nutné spočítat maximální možnou dobu jednoho cyklu.

Minimální počet cyklů za sekundu:

$$i_1 = \frac{10^5}{5 \text{ dnů} \times 24 \text{ hodin} \times 60 \text{ minut} \times 60 \text{ sekund}} = 0,23 \frac{\text{cyklů}}{s} \quad (5)$$

Z minimálního počtu cyklů, které musí pohon stihnout za jednu sekundu, jsem následně vypočetl maximální dobu jednoho pracovního cyklu.

Maximální doba jednoho cyklu:

$$t = \frac{1}{i_1} = \frac{1}{0,23} = 4,3 \text{ s} \quad (6)$$

5.6.1 Minimální rychlost v axiálním směru

Základní hodnotou pro výpočet minimální rychlosti pohonu je jeho maximální zdvih, který je znám ze specifikace pohonu.

- Maximální zdvih v axiálním směru: $s_a = 200 \text{ mm}$

K vypočítání minimální rychlosti je nutné nejdříve spočítat celkovou dráhu, jakou musí pohon urazit za čas daný na jeden pracovní cyklus.

Délka dráhy jednoho cyklu:

$$s_{a1} = s_a \times 2 = 0,2 \times 2 = 0,4 \text{ m} \quad (7)$$

Z vypočítané maximální dráhy a času jsem obdržel veškeré informace potřebné pro výpočet minimální rychlosti posuvů.

Minimální rychlost v axiálním směru:

$$v_{\min a} = \frac{s_{a1}}{t} = \frac{0,4}{4,3} = 0,09 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (8)$$

Minimální rychlost posuvu v axiálním směru je **0,09** m/s

5.6.2 Minimální rychlost v horizontálním a vertikálním směru

Jelikož jsou pohony v horizontálním i vertikálním směru shodné, počítal jsem jejich minimální parametry dohromady. Jejich rozhodující parametr pro tento výpočet je:

- Maximální délka zdvihu v horizontálním a vertikálním směru: $s_{r+v1} = 100 \text{ mm}$

Stejně jako v případě axiálního pohonu bylo i zde pro výpočet minimální rychlosti nutné nejdříve spočítat celkovou dráhu, jakou musí pohon urazit za čas daný na jeden pracovní cyklus.

Délka dráhy jednoho cyklu:

$$s_{r+v1} = s_{r+v} \times 2 = 0,1 \times 2 = 0,2 \text{ m} \quad (9)$$

Z vypočítané maximální dráhy a času jsem obdržel veškeré informace potřebné pro výpočet minimální rychlosti posuvů.

Minimální rychlost:

$$v_{\min r+} = \frac{s_{r+v1}}{t} = \frac{0,2}{4,3} = 0,05 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (10)$$

Minimální rychlost posuvů v radiálním a vertikálním směru je **0,05** m/s

V následující tabulce je uveden přehled minimálních rychlostí pohonů ve všech směrech:

Tabulka 13 – Přehled výsledků minimální rychlosti posuvů

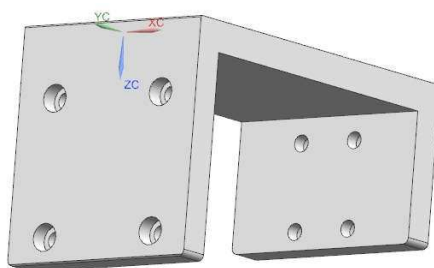
SMĚR POHONU	MAX. VELIKOST ZDVIHU [mm]	MAX. DÉLKA DRÁHY JEDNOHO CYKLU [m]	MIN. RYCHLOST ZDVIHU [m/s]
Axiální	200	0,4	0,09
Radiální	100	0,2	0,05
vertikální	100	0,2	0,05

Jelikož nejsou minimální požadované rychlosti nikterak vysoké, není tento parametr omezující a dokáží jej splnit všechny nabízené elektrické pohony. Výsledný požadovaný počet cyklů bude tedy dosažen za podstatně menší čas, jehož konkrétní délka vyplyne z použití konkrétních pohonů v daných směrech.

5.7 Vzájemné propojení pohonů

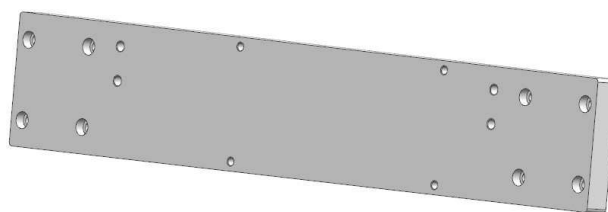
V této kapitole jsou představeny prvky pro vzájemné propojení pohonů, a následně jejich připojení k rámu, tak aby tvořily jeden celek a mohly vykonávat požadovanou funkci.

Spojení axiálního pohonu s horizontálním pohonem a jeho horizontálním vedením je provedeno Axiálním adaptérem (poz. 390) znázorněným na obrázku 48.



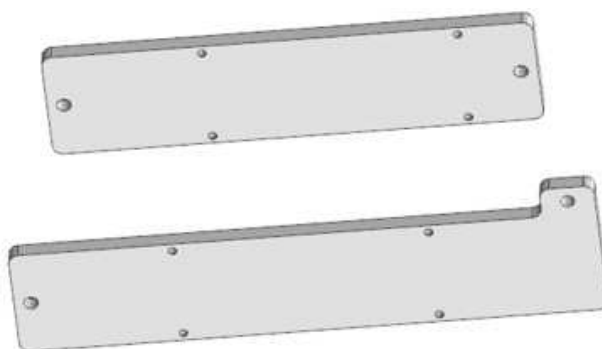
Obrázek 48 – Axiální adaptér

Spojení horizontálního pohonu s vertikálním pohonem a jeho pomocným vedením zajišťuje Horizontální adaptér (poz. 420) vyobrazený na obrázku níže.



Obrázek 49 – Horizontální adaptér

Nakonec propojení celé sestavy pohonů s rámem zajišťují díly Vertikální adaptér a Vertikální adaptér L (poz. 410 a 420), jejichž podoba je vyobrazena níže.

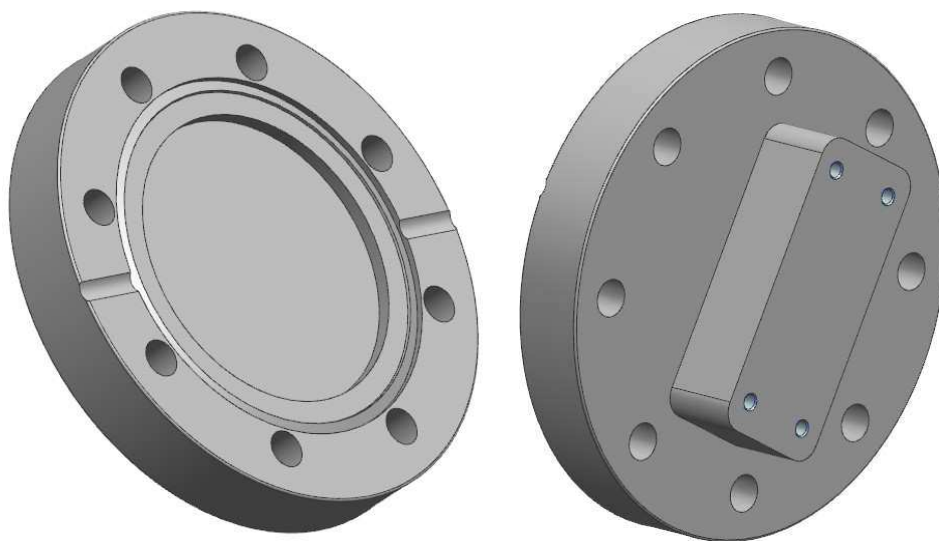


Obrázek 50 – Vertikální adaptér + vertikální adaptér L

Všechny tyto díly jsou z důvodu nízké hmotnosti a vysoké pevnosti vyrobeny z materiálu EN AW-2017, což je běžná konstrukční hliníková slitina.

5.8 Připojení vlnovce k zatěžovacímu mechanismu

Připojení volného konce vlnovce k zatěžovacímu mechanismu zajišťuje příruba vlastní výroby, která je zaslepena a doplněna o čtyři závitové otvory velikosti M4 pro montáž ke koncové přírubě axiálního pohonu. Příruba má stejnou velikost jako příruba na vakuové komoře, tedy DN63 ISO-CF. Vyrobená je ze stejného materiálu jako vakuová komora, tedy z korozi-vzdorné oceli **X6Cr13** s drsností povrchu na vnitřních stěnách Ra 0,8 z důvodu zamezení kontaminace vzdušnou vlhkostí vázanou v materiálu a snížení čerpacího času vakuové aparatury.

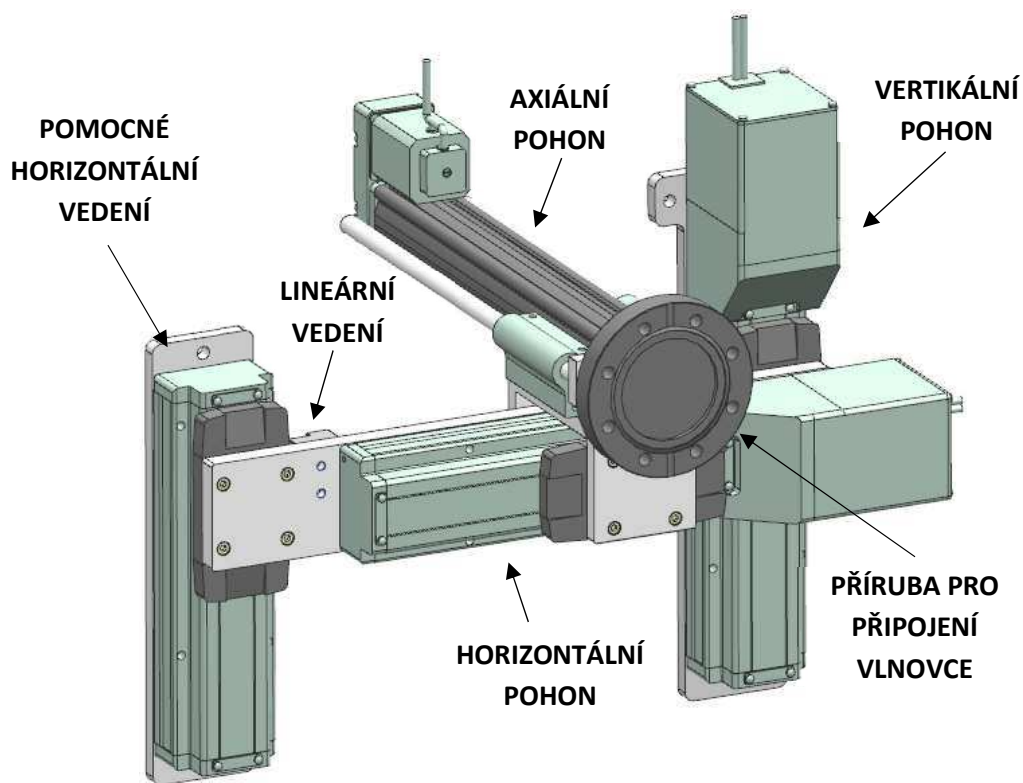


Obrázek 51 – Příruba pro připojení vlnovce k zatěžovacímu mechanismu

V případě, že je zapotřebí do testovací stolice upnout vlnovec s jinou přírubou, lze pro tento účel využít běžně dostupné normalizované adaptéry.

5.9 Sestava zatěžovacího mechanismu

Celá sestava zatěžovacího mechanismu, tedy axiálního, horizontálního a vertikálního pohonu je zobrazena na obrázku 52.



Obrázek 52 – sestava zatěžovacího mechanismu

Axiální pohon se zdvihem ± 100 mm je Axiálním adaptérem spojen s Lineárním vedením a Horizontálním pohonem se zdvihem ± 50 mm. Tento celek je pomocí Horizontálního adaptéru připojen ke stejnému Horizontálnímu pohonu o zdvihu doplněnému o Pomocné horizontální vedení.

6. NÁVRH RÁMU TESTOVACÍ STOLICE

Pro návrh rámu se nabízejí dvě možnosti. První z nich je svařovaná ocelová konstrukce, druhá pak využití duralových stavebnicových profilů. V přehledu níže jsou uvedeny výhody a nevýhody těchto dvou variant.

Svařovaná ocelová konstrukce

Výhody:

- ✓ Dostupnost ocelových profilů
- ✓ Nižší cena materiálu

Nevýhody:

- ✗ Nutnost povrchové úpravy
- ✗ Vysoká hmotnost
- ✗ Nutnost svařování
- ✗ Nerozebíratelná konstrukce

Duralové stavebnicové profily

Výhody:

- ✓ Variabilita stavebnice
- ✓ Nízká hmotnost v poměru k pevnosti

Nevýhody:

- ✗ Vyšší cena duralových profilů

Na základě uvedeného porovnání jsem zvolil konstrukci rámu montovanou z duralových stavebnicových profilů, a to hlavně z důvodu jejich variability a nenáročnosti na vlastní výrobu rámu.

Pro rám a jeho příslušenství jsem zvolil komponenty výrobce Item Industrietechnik GmbH. Základním prvkem rámu jsou profily, v tomto případě profily velikosti 8 40x40. [23]



Profil 8 40x40 E

Al, PÚ: eloxování

A = 5,07 cm²

I = 7,38 cm⁴

I_t = 0,99 cm⁴

m = 1,37 kg/m

W = 3,69 cm³

přírodní odstín, přířez max. 6 000 mm

7.0.000.09

Obrázek 53 – Profil 8 40x40 [23]

6.1 Výpočet maximálního průhybu nosných profilů

Výpočet je veden dle pokynů výrobce profilů [23]. Vstupní parametry pro výpočet jsou:

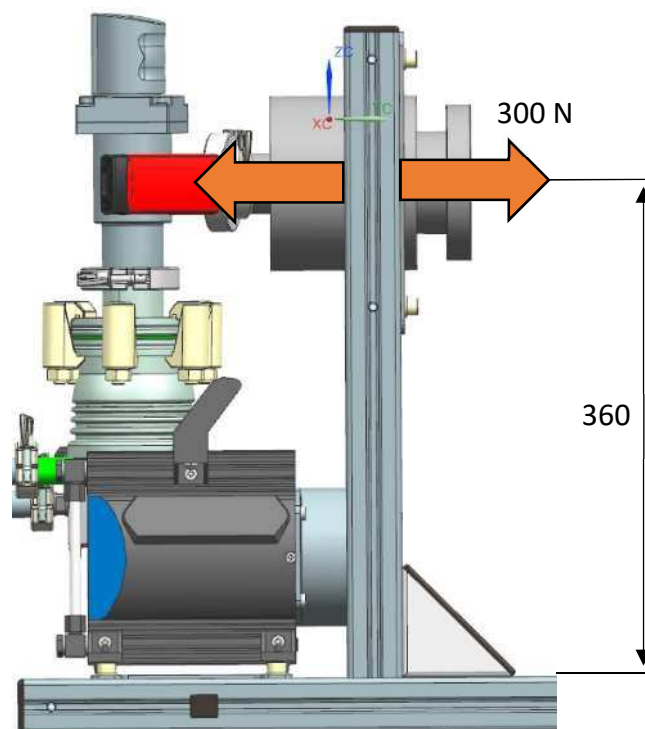
- Maximální zatěžující síla: $F = 300\text{ N}$
- Délka ramene působení síly na straně připojení vakuové komory: $l_k = 360\text{ mm}$
- Délka ramene působení síly na straně zatěžovacího mechanismu: $l_m = 370\text{ mm}$
- Plošný moment setrvačnosti profilů: $I = 7,38\text{ cm}^4$ [23]
- Modul pružnosti profilů: $E = 70\,000\text{ N/mm}^2$ [23]

Jelikož jsou nosné profily na obou stranách v páru, je výsledná síla působící na jeden profil polovinou celkové maximální zatěžující síly.

Maximální zatěžující síla působící na jeden profil:

$$F_i = \frac{F}{2} = \frac{300}{2} = 150\text{ N} \quad (11)$$

6.1.1 Profily k připojení vakuové aparatury



Obrázek 54 – Síla působící na vakuovou aparaturu

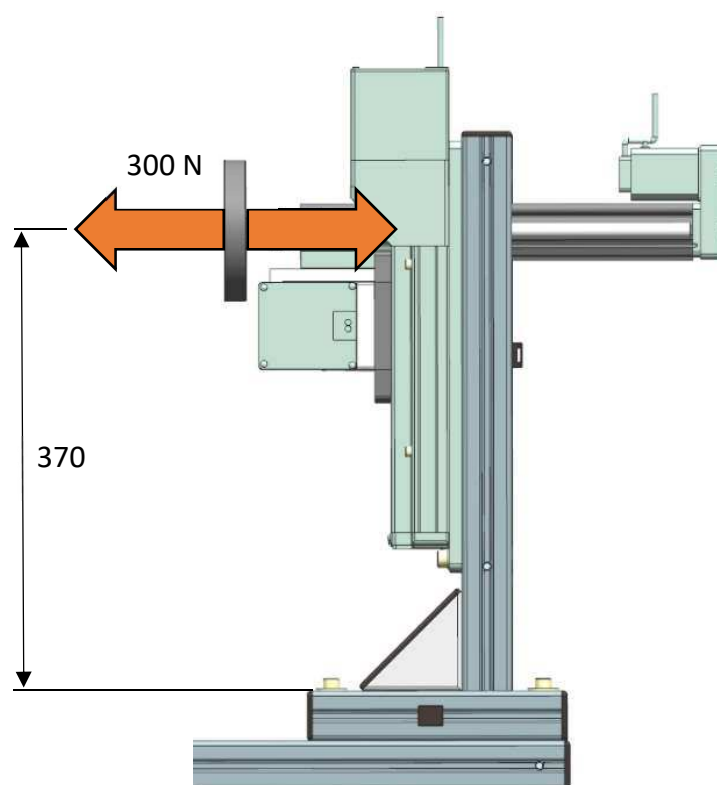
Maximální průhyb:

$$f_k = \frac{F_i \times l_k^3}{3 \times E \times I \times 10^4} = \frac{150 \times 360^3}{3 \times 70000 \times 7,38 \times 10^4} = 0,45 \text{ mm} \quad (12)$$

Maximální průhyb zvoleného profilu je při maximálním zatížení 0,45 mm.

Výrobce nespecifikuje maximální mez průhybu profilu, dále je tedy provedena kontrola profilu na ohybové napětí, opět dle pokynů výrobce.

6.1.2 Profily k připojení zatěžovacího mechanismu



Obrázek 55 – Síla působící na zatěžovací mechanismus

Maximální průhyb:

$$f_m = \frac{F_i \times l_m^3}{3 \times E \times I \times 10^4} = \frac{150 \times 370^3}{3 \times 70000 \times 7,38 \times 10^4} = 0,49 \text{ mm} \quad (13)$$

Maximální průhyb zvoleného profilu je při maximálním zatížení 0,49 mm.

Výrobce nespecifikuje maximální mez průhybu profilu, dále je tedy provedena kontrola profilu na ohybové napětí, opět dle pokynů výrobce.

6.2 Kontrola profilu na ohybové napětí

Výpočet je veden dle pokynů výrobce profilů [23]. Vstupní parametry pro výpočet jsou:

- Průřezový modul profilů v ohybu: $W = 3,69 \text{ cm}^3$ [23]
- Mez kluzu profilů: $Rp_{0,2} = 195 \text{ N/mm}^2$ [23]
- Bezpečnostní koeficient výrobce: $S = 2$ [23]
- Maximální zatěžující síla působící na jeden profil: $F_i = 150 \text{ N}$
- Délka ramene působení síly na straně připojení vakuové komory: $l_k = 360 \text{ mm}$
- Délka ramene působení síly na straně zatěžovacího mechanismu: $l_m = 370 \text{ mm}$

Dovolené ohybové napětí:

$$\sigma_D = \frac{Rp_{0,2}}{S} = \frac{195}{2} = 97,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (14)$$

Dovolené ohybové napětí pro zvolené profily je 97,5 N/mm²

6.2.1 Profily k připojení vakuové komory

Ohybové napětí:

$$\sigma_{Ok} = \frac{F_i \times l_k}{W \times 10^3} = \frac{150 \times 360}{3,69 \times 10^3} = 14,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (15)$$

Srovnání vypočteného ohybového napětí s dovoleným ohybovým napětím:

$$\sigma_{Ok} \leq \sigma_D \quad 14,6 \leq 97,5 \quad (16)$$

Bezpečnostní faktor navrženého profilu:

$$k_k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{Ok}} = \frac{97,5}{14,6} = 6,7 \quad (17)$$

Zvolený profil pro připojení vakuové komory z hlediska ohybového napětí zcela vyhovuje s bezpečnostním faktorem 6,7.

6.2.2 Profily k připojení zatěžovacího mechanismu

Ohybové napětí:

$$\sigma_{om} = \frac{F_i \times l_m}{W \times 10^3} = \frac{150 \times 370}{3,69 \times 10^3} = 15 \frac{N}{mm^2} \quad (18)$$

Srovnání vypočteného ohybového napětí s dovoleným ohybovým napětím:

$$\sigma_{om} \leq \sigma_D \quad 15 \leq 97,5 \quad (19)$$

Bezpečnostní faktor navrženého profilu:

$$k_k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{om}} = \frac{97,5}{30} = 6,6 \quad (20)$$

Zvolený profil pro připojení zatěžovacího mechanismu z hlediska ohybového napětí zcela vyhovuje s bezpečnostním faktorem 6,6.

V obou případech se vzhledem k vysokému bezpečnostnímu faktoru navržených profilů nabízí použití menších profilů. Vzhledem k celkovým proporcím testovací stolice jsem však tyto profily ponechal.

6.3 Volba vhodných spojovacích prvků rámu

Následující výpočet je věnován propojení jednotlivých zatěžovaných profilů ke zbytku rámu. Výpočet je veden dle pokynů výrobce profilů [23]. Vstupní parametry pro výpočet jsou:

- Maximální zatěžující síla působící na jeden profil: $F_i = 150 \text{ N}$
- Délka ramene působení síly na straně připojení vakuové komory: $l = 360 \text{ mm}$
- Délka ramene působení síly na straně zatěžovacího mechanismu: $l = 370 \text{ mm}$

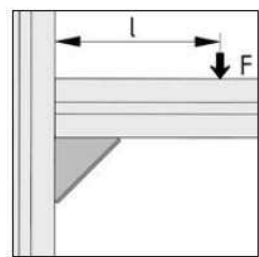
Maximální ohybový moment působící na úhelník pro připojení nosných profilů vakuové komory:

$$M_{ov} = F_i \times l = 150 \times 0,36 = 54 \text{ Nm} \quad (21)$$

Maximální ohybový moment na úhelník pro připojení nosných profilů zatěžovacího mechanismu:

$$M_{om} = F \times l = 150 \times 0,37 = 55,5 \text{ Nm} \quad (22)$$

Vypočítané hodnoty jsem porovnal s hodnotami stanovenými výrobcem pro dané velikosti úhelníků uvedenými v následujícím obrázku.

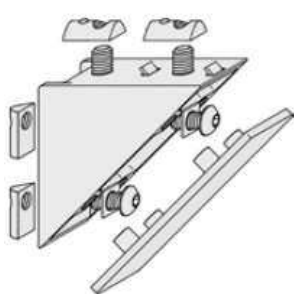


Úhelník 5	20x20 Zn	$F < 250 \text{ N} \wedge F \times l < 5 \text{ Nm}$
Úhelník 5	40x40 Zn	$F < 500 \text{ N} \wedge F \times l < 25 \text{ Nm}$
Úhelník 6	30x30 Zn	$F < 500 \text{ N} \wedge F \times l < 12 \text{ Nm}$
Úhelník 6	60x60 Zn	$F < 1\,000 \text{ N} \wedge F \times l < 36 \text{ Nm}$
Úhelník 8	40x40 Zn	$F < 1\,000 \text{ N} \wedge F \times l < 50 \text{ Nm}$
Úhelník 8	80x80 Zn	$F < 2\,000 \text{ N} \wedge F \times l < 150 \text{ Nm}$
Úhelník 8	160x80 Zn	$F < 2\,000 \text{ N} \wedge F \times l < 150 \text{ Nm}$
Úhelník 12	60x60 Zn	$F < 2\,000 \text{ N} \wedge F \times l < 100 \text{ Nm}$
Úhelník 12	120x120 Zn	$F < 4\,000 \text{ N} \wedge F \times l < 250 \text{ Nm}$

Obrázek 56 – Doporučené hodnoty pro volbu úhelníků [23]

Jelikož jsou pro konstrukci rámu zvoleny profily velikosti 8, je pro dané zatížení vhodné využít prostřední z úhelníků této velikosti, a to **80x80 Zn**, jehož maximální zatížení silou je

2000 N a maximální zatížení ohybovým momentem je 150 Nm, což je vyhovující pro obě strany rámu. Detailnější parametry tohoto úhelníku jsou na obrázku 57.

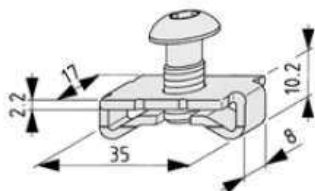


Úhelník 8 80x80 sada
 úhelník 8 80x80 Zn
 úhelníková krytka 8 80x80
 4 šrouby s půlkulatou hl. ISO 7380-M8x16, ocel, PÚ: pozink.
 4 podložky 13,9x13,9x2 ocel, pozink
 4 drážkové matice 8 St M8, pozink
 m = 360,0 g
 1 sada

0.0.411.32

Obrázek 57 – Úhelník 8 80x80 [23]

Pro ostatní méně zatěžované spoje jsou zvoleny standartní pravoúhlé pozinkové spojky velikosti 8 s maximálním povoleným přenášeným ohybovým momentem 25 Nm.



Standardní spoj 8
 podložka standardního spoje 8, ocel
 spec. šroub s půlkulatou hl. podobný ISO 7380-M8x20, ocel
 $M_{\text{pozink.}} = 25 \text{ Nm}$
 $m = 21,0 \text{ g}$
 PÚ: pozinkování, 1 sada

0.0.026.07

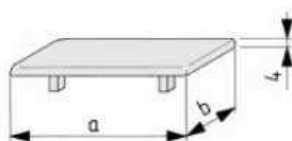
Obrázek 58 – Standardní spoj 8 [23]

Největším zatížením jsou tyto spoje namáhány v místě spojení profilů poz. 490 a 470, kde každý spoj přenáší ohybový moment vyvolaný čtvrtinou hlavní zatěžovací síly na rameni $r_s = 112 \text{ mm}$. Výsledný moment, kterým jsou tyto spoje zatíženy je tedy:

$$M_s = \frac{F}{4} \times r_s = \frac{300}{4} \times 0,112 = 8,4 \text{ Nm} \quad (23)$$

Zvolené spoje tedy plně vyhovují zatížení, které přenášejí.

Všechny konce profilů jsou zakryty patřičnými plastovými krytkami se zaoblenými rohy velikosti 8 40x40, které jsou na konce profilů naraženy.

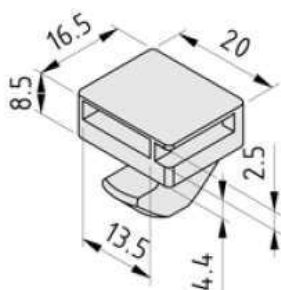


Krytka 8 40x40
 PA-GF
 $m = 4,8 \text{ g}$
 černý odstín, 1 kus

0.0.026.01

Obrázek 59 – Krytka 8 40x40 [23]

Pro připevnění kabelů k elektrickým zařízením testovací stolice je využito univerzálních držáků rozvodů. Tento držák je vložen přímo do drážky profilů bez dodatečných upínacích prvků a zajištěn pootočením o 90°. Kabely jsou pak k držáku připevněny pomocí plastové stahovací pásky.



Univerzální držák rozvodů 8

PA-GF

m = 4,0 g

černý odstín, 1 kus

0.0.494.52

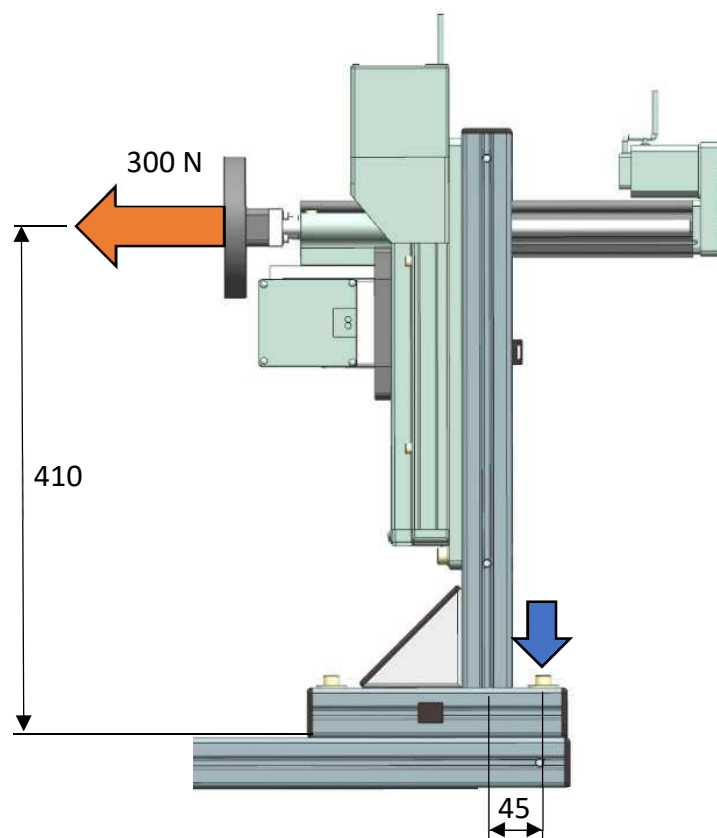
Obrázek 60 – Univerzální držák rozvodů [23]

Detailní specifikace všech spojovacích prvků rámu jsou k dispozici na webových stránkách jejich výrobce Item Industrietechnik GmbH [27].

6.4 Připojení, posuv a aretace zatěžovacího mechanismu k rámu

Jelikož k posuvu a přenastavení vzdálenosti mezi vakuovou aparaturou a zatěžovacím mechanismem nedochází často a vždy jen při změně délky testovaného vlnovce, není potřeba pro posuv žádný zvláštní pojezd, ale dostačující je řešení posuvu dvou profilů po sobě, jejich aretace pomocí drážkové matice ve spodním profilu a šroubů procházejících skrz horní profil. K posunutí je tedy zapotřebí povolit všechny čtyři šrouby zajišťující pevné ukotvení části se zatěžujícím mechanismem, posunout celek na požadovanou vzdálenost od vakuové aparatury a všechny šrouby utáhnout.

Tyto šrouby jsou zatíženy na tah jako reakce na moment způsobený zatěžovací silou na rameni 410 mm (v případě nejvyšší polohy vertikálního pohonu) a střihem od téže síly působící kolmo na osu šroubů. Výsledné napětí je tedy redukované napětí složené z těchto dvou složek. Působení těchto sil je znázorněno v následujícím obrázku.



Obrázek 61 – Síla působící na ukotvení mechanismu

Základní podmínkou je, aby výsledné redukované napětí, jaké působí na šroub, bylo menší než dovolené napětí šroubu. Tato podmínka je zapsána vztahem 23.

$$\sigma_{red,m} \leq \sigma_d \quad (24)$$

Pro výpočet jsem uvažoval horší z možných situací, kdy zatěžující síla působí ve směru k vakuové komoře a moment touto silou vyvolaný musejí přenést šrouby na menším rameni, a tedy větší silou než v případě, že síla působí v opačném směru.

Vstupní hodnoty pro kontrolu zvoleného šroubu velikosti M8, pevnostní třídy 4.6. jsou:

- Maximální zatěžující síla od mechanismu: $F = 300 \text{ N}$
- Výpočtový průřez šroubu M8: $A_s = 34,7 \text{ mm}^2$ [25]
- Rameno působící síly: $r_F = 0,41 \text{ m}$
- Rameno šroubu přenášejícího sílu: $r_s = 0,045 \text{ m}$
- Počet šroubů přenášejících smykové zatížení: $i_{ms} = 4$
- Počet šroubů přenášejících tahovou sílu na rám: $i_{mt} = 2$
- Mez kluzu šroubů pevnostní třídy 3.6: $\sigma_{kt} = 180 \text{ MPa}$ [25]

Moment vyvolaný působící silou:

$$M_m = F \times r_F = 300 \times 0,41 = 123 \text{ Nm} \quad (25)$$

Tahová síla působící na jeden šroub:

$$F_{tm} = \frac{M_m}{r_s} = \frac{123}{0,045} = 1367 \text{ N} \quad (26)$$

Střihová síla působící na jeden šroub:

$$F_{sm} = \frac{F}{i_{ms}} = \frac{300}{4} = 75 \text{ N} \quad (27)$$

Dovolené napětí šroubů:

Výpočet pro šrouby bez předpětí, utahované v zatíženém stavu, střídavě zatěžovány. [27]

$$\sigma_d = \sigma_{kt} \times 0,35 = 180 \times 0,35 = 63 \text{ MPa} \quad (28)$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_{tm} = \frac{F_{tm}}{A_s} = \frac{1367}{34,7} = 40 \text{ MPa} \quad (29)$$

Napětí ve střihu:

$$\tau_{sm} = \frac{F_{sm}}{A_s} = \frac{75}{34,7} = 2 \text{ MPa} \quad (30)$$

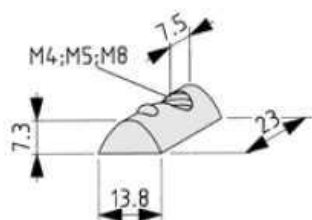
Redukované napětí:

$$\sigma_{red,m} = \sqrt{\sigma_{tm}^2 + 3\tau_{sm}^2} = 40,15 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$\sigma_{red,m} \leq \sigma_d \quad 40,15 \leq 63 \quad (24)$$

Dovolené napětí šroubu je více než jeden a půl krát vyšší než výsledné redukované napětí a zvolený šroub tedy plně vyhovuje.

Vzhledem ke zvoleným šroubům je pro připojení zatěžovacího mechanismu k rámu využito drážkové matice odpovídající velikosti profilu s vnitřním závitem M8, jejíž maximální zatížení je 4000 N a doporučený utahovací moment 20 Nm.



Drážková matice 8 St M8

ocel

m = 10,0 g

PÚ: pozinkování, 1 kus

0.0.026.18

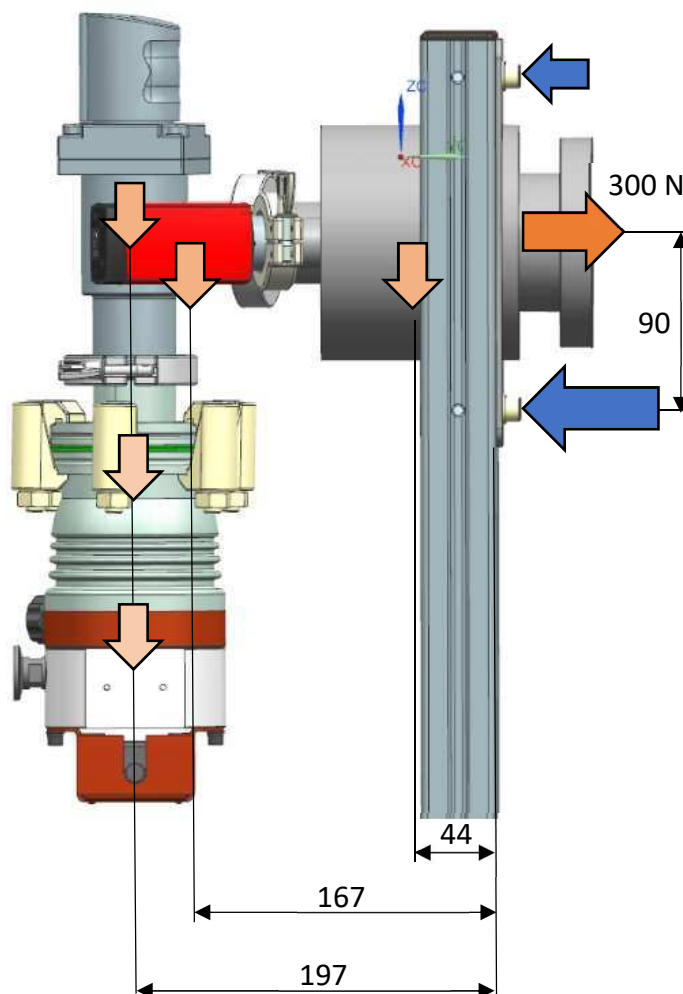
Obrázek 62 – Drážková matice 8 St M8 [23]

Vzájemné otláčení šroubů a profilů je ve všech případech použití při takto malých silách vzhledem k pevnosti šroubů i profilů tak zanedbatelné, že nemá význam se jím více zabývat.

6.5 Připojení vakuové aparatury k rámu

Všechny šrouby připojující vakuovou aparaturu k rámu jsou zatíženy stříhem od hmotnosti celé aparatury a tahem od síly zatěžovacího mechanismu. Spodní dva šrouby pak ještě navíc zachycují moment vyvolaný hmotností jednotlivých prvků aparatury. Vstupní parametry pro kontrolu zvolených šroubů velikosti M8, pevnostní třídy 3.6 jsou:

- Maximální zatěžující síla od mechanismu: $F = 300\text{ N}$
- Počet šroubů spojujících vakuovou komoru s rámem: $i_v = 4$
- Mez kluzu šroubů pevnostní třídy 3.6: $\sigma_{kt} = 180\text{ MPa}$ [25]
- Rameno spodních šroubů přenášející sílu na rám: $r_v = 0,09\text{ m}$
- Výpočtový průřez šroubu M8: $A_s = 34,7\text{ mm}^2$ [25]



Obrázek 63 – Zatížení profilů na straně vakuové aparatury

Vzhledem ke kombinaci všech uvedených zatížení je výsledkem redukované napětí složené z tahové a stříhové složky. Základní podmínkou zapsanou vztahem 31 je, aby výsledné redukované napětí bylo menší než dovolené napětí šroubu.

$$\sigma_{red,v} \leq \sigma_d \quad (32)$$

K tomuto výpočtu bylo zapotřebí nejprve zjistit hmotnost jednotlivých komponent a rameno jejich těžiště po šroub, a tím moment síly, který musí šrouby zachytit. Tyto informace včetně vypočtených momentů jsou shrnuty v tabulce níže.

Tabulka 14 – Přehled hmotností komponent vakuové aparatury a moment, jaký vyvolávají

	Hmotnost [kg]	Přibližné rameno [m]	Moment [Nm]
Měrka	0,28	0,167	0,047
TMP	2,9	0,197	0,57
Ventil	0,96	0,197	0,19
Komora	3,5	0,044	0,154
Adapter + Clampy	0,75	0,197	0,15
CELKEM			1,11

Stříhová síla působící na jeden šroub od hmotnosti vakuové aparatury:

$$F_{sv} = \frac{\sum m \times g}{i_v} = \frac{8,4 \times 9,81}{4} = 20 \text{ N} \quad (33)$$

Tahová síla působící na jeden šroub od momentu aparatury:

$$F_{tv} = \frac{\frac{M_v}{r_v}}{i_{vt}} = \frac{\frac{1,11}{0,09}}{2} = 6,2 \text{ N} \quad (34)$$

Celková tahová síla na jeden spodní šroub:

$$F_{tvc} = \frac{F}{i_v} + F_{tv} = \frac{300}{4} + 6,2 = 81,2 \text{ N} \quad (35)$$

Dovolené napětí šroubů:

Výpočet pro šrouby bez předpětí, utahované v zatíženém stavu, střídavě zatěžovány. [28]

$$\sigma_d = \sigma_{kt} \times 0,35 = 180 \times 0,35 = 63 \text{ MPa} \quad (36)$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_{tv} = \frac{F_{tvc}}{A_s} = \frac{81,2}{34,7} = 2,3 \text{ MPa} \quad (37)$$

Napětí ve střihu:

$$\tau_{sv} = \frac{F_{sv}}{A_s} = \frac{20}{34,7} = 0,6 \text{ MPa} \quad (38)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red,v} = \sqrt{\sigma_{tv}^3 + 3\tau_{sv}^2} = 2,5 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\sigma_{red,v} \leq \sigma_d \quad 2,5 \leq 63 \quad (32)$$

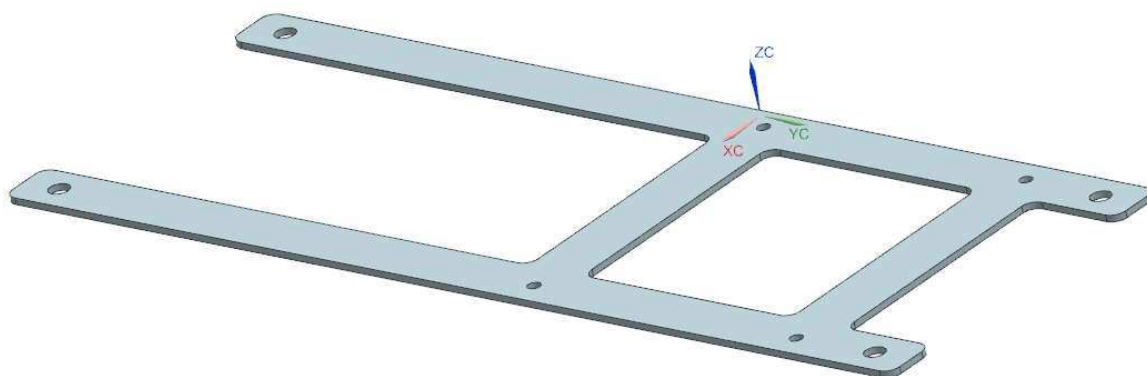
Dovolené napětí šroubu je více než dvacetkrát vyšší než výsledné redukované napětí a zvolený šroub tedy plně vyhovuje.

Vzhledem k malému zatížení a vysoké pevnosti šroubů by se mohlo jevit příhodné přehodnotit zvolené šrouby a namísto nich použít šrouby s nižší pevností. Vzhledem k tomu, že se už tak jedná o jednu z nejnižších řad pevnostních šroubů, jsem tyto šrouby ponechal.

Vzájemné otlačení šroubů a profilů je ve všech případech použití při takto malých silách vzhledem k pevnosti šroubů i profilů tak zanedbatelné, že nemá význam se jím více zabývat.

6.5.6 Připojení membránové vývěvy k rámu

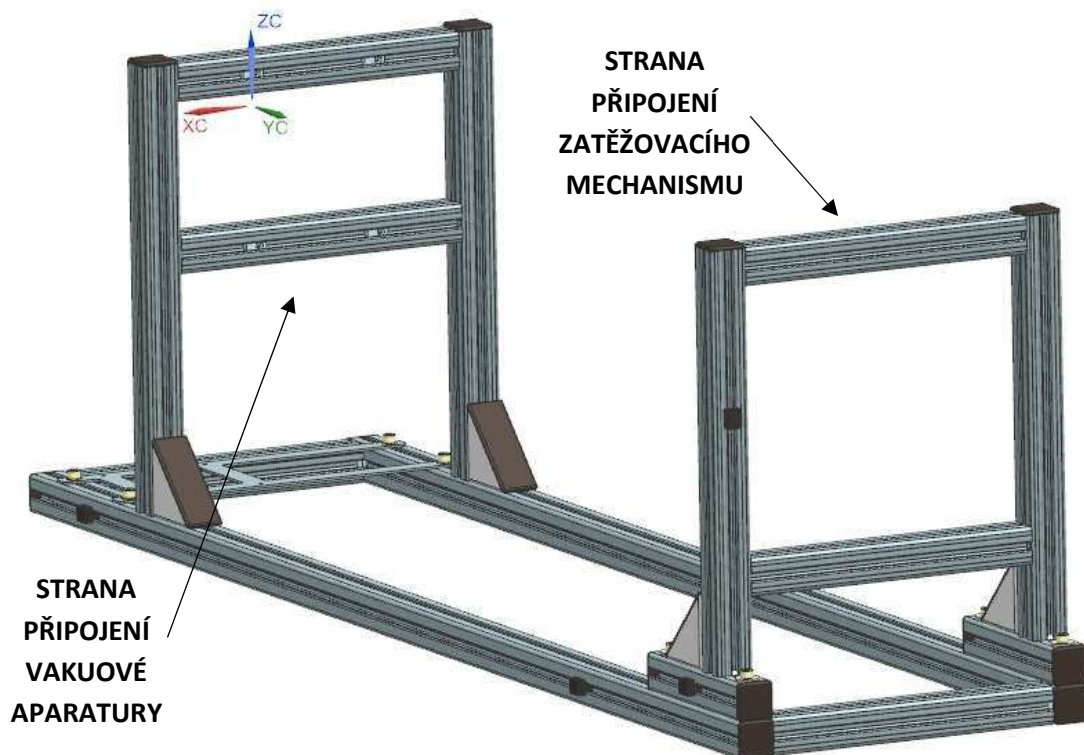
Membránová vývěva je k rámu testovací stolice připevněna jednoduchým plechovým dílem a sadou šroubů, podložek a drážkových matic velikosti M8. Vývěva je k tomuto plechu připevněna pomocí šroubů M5 do připojovacích závitových děr v nožkách vývěvy.



Obrázek 64 – Připojení membránové vývěvy

6.6 Sestava rámu

Sestava rámu složeného z duralových stavebnicových profilů sloužící ke spojení vakuové aparatury a zatěžovacího mechanismu je znázorněna na následujícím obrázku.



Obrázek 65 – Sestava rámu

7 SCHÉMA ŘÍZENÍ TESTOVACÍ STOLICE

Jelikož chod testovací stolice zabezpečuje celá řada elektronických zařízení, které je potřeba nejen napájet ale i řídit a vyhodnocovat jejich stav, je tato kapitola věnována stručnému přehledu napájení, řízení a vyhodnocování stavu jednotlivých komponent.

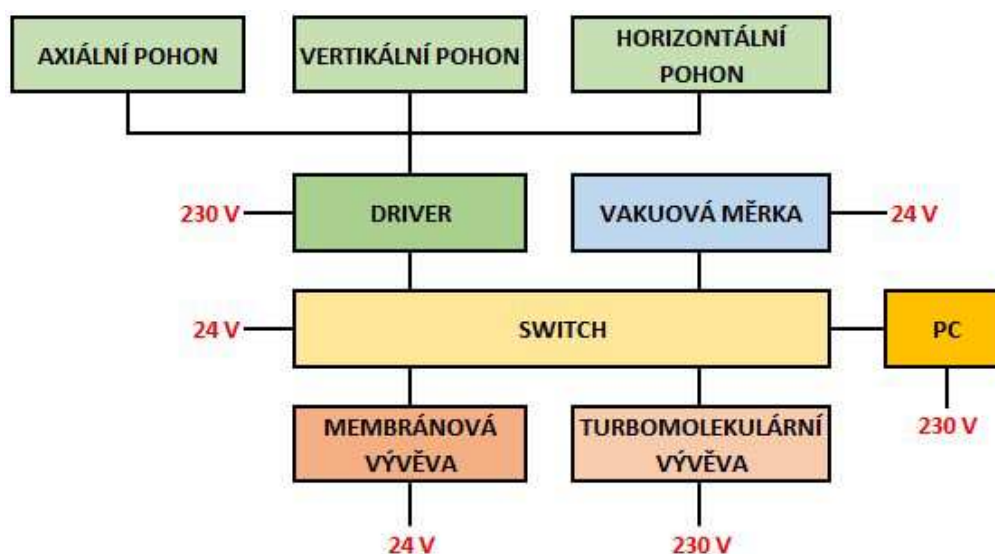
Všechny tři pohony jsou napájeny a řízeny skrze driver, který je napájen ze sítě a elektrickou energii distribuuje dál k pohonům. Díky tomuto driveru je možné ovládat parametry každého z pohonů zvlášť, ale i řídit všechny tři současně. Driver je ovládán pomocí vlastního softwaru, skrze počítač připojený přes switch.

Membránová i turbomolekulární vývěva mají každá své napájení ze sítě a každá má svůj vlastní controler pro základní ovládání a kontrolu parametrů. Oba controlery jsou řízeny počítačem připojeným přes sběrný switch.

Vakuová měrka, podobně jako vývěvy, má také své vlastní napájení i controler, a stejně tak jsou naměřené hodnoty odečítány z počítače připojeného přes switch.

Posledním prvkem celku je switch, který plní funkci spojovacího článku všech datových řídících kabelů tak, aby bylo možné všechny signály do počítače přivést pomocí jednoho kabelu.

Jednoduché schéma propojení všech prvků testovací stolice je znázorněno na následujícím obrázku 66.



Obrázek 66 – Schéma řízení testovací stolice

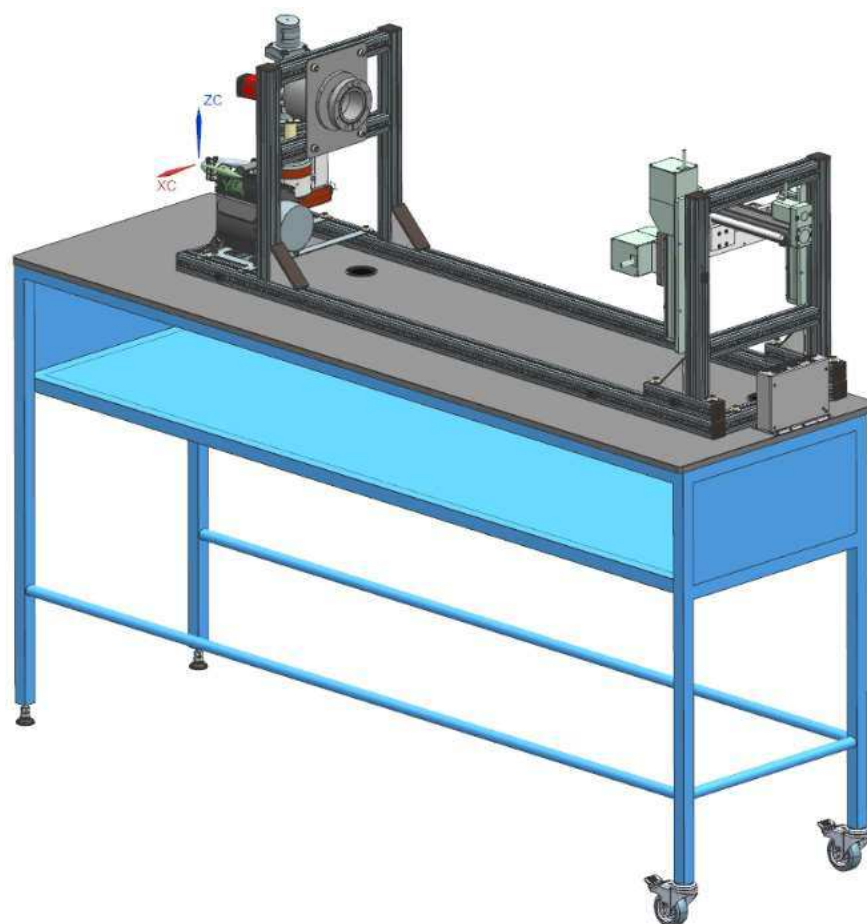
8 PŘÍSLUŠENSTVÍ TESTOVACÍ STOLICE

Celá testovací stolice je umístěna na pracovním stole, upraveném k připevnění stolice a potřebného příslušenství. Stůl je vybaven dvěma pojezdovými kolečky s brzdou a dvěma stavitelnými nožkami, sloužícím k vyrovnaní stolu na povrchu pracoviště.

Dále je stůl osazen průmyslovou zásuvkovou lištou s pěti zásuvkami a samostatnými pojistkami.

V desce stolu jsou umístěny dvě průchodky na kabely. Jedna na straně vakuové aparatury a druhá na straně zatěžovacího mechanismu tak, aby veškeré kabely zabíraly co nejmenší plochu na pracovní desce stolu a byly, pokud možno, co nejvíce schovány pod ní.

K desce stolu je dále připevněn driver pro řízení a napájení všech třech pohonů zatěžovacího mechanismu a pod deskou stolu je dostatek místa pro uložení libovolného switche.



Obrázek 67 – Testovací stolice včetně příslušenství

9 POPIS FUNKCE TESTOVACÍ STOLICE

Testovací stolice umožňuje testování vlnovců (poz. 1) o délce až jednoho metru s přírubou do rozměru DN 63 ISO-CF. Testování vlnovců s menší připojovací přírubou je možno v případě použití normalizovaných redukcí na danou přírubu.

Testovací vlnovec je upevněn jedním koncem k vakuové komoře (poz. 370) a druhým koncem k přírubě (poz. 380) spojené s koncovým efektořem pohonu pro axiální směr (poz. 150).

Po připevnění vlnovce se otevře vakuový ventil (poz. 290) připojený k vakuové komoře pomocí těsnícího kroužku (poz. 290) a clampy (poz. 280). a spustí se membránová vývěva (poz. 220). Jakmile membránová vývěva docílí svého mezního tlaku 100 Pa, spustí se turbomolekulární vývěva (poz. 210), která docílí snížení tlaku až na hodnotu požadovaných 10^{-5} Pa. Spolu s turbomolekulární vývěvou se aktivuje i vakuová, která umožňuje měření aktuálního tlaku uvnitř vakuové komory. Měrka je připevněná k přírubě vakuové komory pomocí těsnícího kroužku (poz. 330) a clampy (poz. 320).

Jelikož je výstupní příruba ventilu menší než vstupní příruba turbomolekulární vývěvy, je pro jejich spojení využito adaptéru (poz. 250). Adaptér je připojen k ventilu pomocí stejného těsnícího kroužku a clampy jako ventil k přírubě vakuové komory a k připojení adaptéru k turbomolekulární vývěvě slouží těsnící kroužek (poz. 310) a svorky (poz. 300).

Membránová vývěva je spojena s turbomolekulární pomocí vlnovce (poz. 230), který je k turbomolekulární vývěvě připojen pomocí těsnícího kroužku (poz. 350), clampy (poz. 340) a k membránové vývěvě je připojen pomocí stejných prvků přes Adaptér (poz. 240). Membránová vývěva je připojena k rámu pomocí dílu (poz. 430).

Jakmile tlak ve vlnovci a vakuové komoře dosáhne požadované hodnoty, uzavře se vakuový ventil, vypne se turbomolekulární vývěva a vakuovou měrkou se změří přirozená netěsnost vlnovce a jeho spojů. Po dostatečně dlouhé době na vysledování těchto přirozených netěsností se ventil opět otevře a vývěvy se zapnou k dosažení původního pracovního tlaku.

Po opětovném uzavření komory ventilem se spustí zatěžovací cyklus vlnovce pomocí zatěžovacího mechanismu, dle požadavků konkrétního vlnovce. Zatěžování vlnovce v axiálním směru zajišťuje pohon LEYG25LC-200-S3 (poz. 150) se zdvihem +/- 100 mm,

v horizontálním směru pohon LEFS32B-100-S3 (poz. 140) se zvihem +/- 50 mm doplněný o podpůrné vedení (poz. 120) a v horizontálním směru stejný pohon LEFS32B-100-S3 doplněný o pomocný pojezd (poz. 130).

Axiální pohon je s horizontálním pohonem a vedením spojen Axiálním adaptérem (poz. 390), tyto oba jsou pak připojeny k vertikálnímu posuvu pomocí Horizontálního adaptéru (poz. 420) a ten pak krámu přes Vertikální adaptér L (poz. 410). K připojení pomocného pojezdu slouží Vertikální adaptér (poz. 410).

Vakuová aparatura je k hlavnímu podélnému profilu rámu (poz. 480) připojena přes příčný profil (poz. 470), který je standardním spojem (poz. 180) spojen s nosným profilem (poz. 490) a ten pak pomocí úhelníku (poz. 190) a standardního spoje k hlavnímu podélnému profilu.

Celý zatěžovací mechanismus je k rámu připojen kombinací profilů (poz. 450, 440, 460) doplněnými o úhelník (poz. 190). K posunutí a fixaci tohoto celku v požadované poloze slouží šrouby (poz. 30) s drážkovou maticí (poz. 160).

10 ZÁVĚR

Po stručném nastínění aktuální situace na trhu se zařízeními navrženými pro testování ocelových vlnovců jsem se pustil do vlastního návrhu testovací stolice, která bude splňovat stanovené funkční požadavky. Testovací zařízení je složeno ze třech hlavních částí: vakuové aparatury, zatěžovacího mechanismu a rámu. Všechny tyto části jsou pak spojeny do jednoho funkčního celku. V každé z těchto částí jsem nejprve zhodnotil možné varianty jejich provedení, z nich vybral tu, kterou jsem považoval za nejvýhodnější, a této se následně držel při návrhu nebo volbě konkrétních komponent.

Vakuová aparatura je složena z vakuové komory umožňující připojení testovaného vlnovce, vakuové měrky, ventilu a sestavy vakuových vývěv. Jelikož je jedním z požadavků pracovní tlak 10^{-5} Pa a žádná z vakuových vývěv není schopna tohoto tlaku dosáhnout z atmosférického tlaku, bylo pro dosažení tohoto tlaku nutné použít dvě vývěvy, jednu jako primární pro čerpání z atmosférického tlaku a sekundární, která dokáže docílit požadovaného tlaku. Funkci primární vývěvy zastává Membránová vývěva, jejíž mezní tlak je 100 Pa a na ni svou funkcí navazuje turbomolekulární vývěva schopná dosáhnout tlaku až 10^{-5} Pa. Tlak uvnitř vakuové komory je měřen vakuovou měrkou. K oddělení vnitřního prostoru komory a vlnovce od vakuových vývěv slouží úhlový ventil, který tak snižuje míru zavzdušnění vývěv a snižuje tím čerpací čas potřebný k dosažení požadovaného tlaku.

Mechanické zatěžování volného konce testovaného vlnovce je řešeno sestavou tří lineárních elektromechanických pohonů. Z vlastností vytipovaných vlnovců, k jejichž testování má toto zařízení sloužit, vyplynuly požadavky na zatěžovací mechanismus ve formě minimálního zdvihu a síly, jakou musí být schopen vlnovec namáhat. Jelikož v případě horizontálního a vertikálního pohonu požadavek na maximální sílu pohonů převýšil požadavek na zdvih, jsou jejich finální zdvihy dvojnásobné oproti požadavku, a to ± 50 mm. Axiální pohon dodržuje minimální požadovaný zdvih, který je ± 100 mm.

Vakuovou část stolice spojuje se zatěžovacím mechanismem rám, který je postaven z duralových stavebnicových profilů, které jsou i se spojovacími prvky zkontrolovány na zatížení, jakému jsou vystaveny při chodu zařízení.

PODĚKOVÁNÍ

Úplným závěrem této práce bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ladislavu Kovářovi za odborné vedení, dále své manželce a celé rodině za neutuchající podporu při studiu, a nakonec Pánu Bohu za veškerou trpělivost a směřování všech životních kroků vedoucích až sem.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] *U.S. Bellows, Inc.: Product Testing on Expansion Joints* [online]. 2017, 2017 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: http://www.usbellows.com/services/pro_test.htm
- [2] *Bellows Manufacturing and Research, Inc.: Testing* [online]. 2017 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://bellowsmfg.com/services/engineering/testing/>
- [3] *HIVATEC Laboratory: Turbomolecular Pumps* [online]. 2016 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: <http://hivatec.ca/our-services/vacuum-pump-maintenance-repair/turbomolecular-pumps/>
- [4] *Pfeiffer Vacuum: HiPace 80* [online]. [cit. 2018-02-28]. <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/turbopumps/hybrid-bearing/hipace-80/?detailPdold=5345>
- [5] *Hivatec Laboratory: Diaphragm Pumps* [online]. 2016 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: <http://hivatec.ca/our-services/vacuum-pump-maintenance-repair/diaphragm-pumps/>
- [6] *Pfeiffer Vacuum: MVP 030* [online]. 2018 [cit. 2018-02-28]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/diaphragm-pumps/mvp-030/?detailPdold=14106>
- [7] *Pfeiffer Vacuum: Angle valves* [online]. 2018 [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/valves/angle-valves/?detailPdold=4302>
- [8] *Pfeiffer Vacuum: ActiveLine Gauges* [online]. 2018 [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/measurement/activeline/activeline-gauges/?detailPdold=15899>
- [9] *Pfeiffer Vacuum: ISO-KF-Adapters* [online]. 2018 [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/components/iso-kf/iso-kf-adapters/?detailPdold=9423>
- [10] *Ideal vacuum: Adapter KF-16 to 1/8 Inch G BSPP* [online]. 2014 [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: <http://www.pchemlabs.com/product.asp?pid=3352>
- [11] *VACOM Vakuum Komponentem & Messtechnik GmbH Onlineshop: KF40C* [online]. [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: http://www.vacom-shop.de/epages/VacomShop.sf/en_GB/?ObjectPath=/Shops/Store.VacomShop/Products/302011
- [12] *VACOM Vakuum Komponentem & Messtechnik GmbH Onlineshop: KF40AVCR* [online]. [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: http://www.vacom-shop.de/epages/VacomShop.sf/en_GB/?ObjectPath=/Shops/Store.VacomShop/Products/301995

- [13] *IDEAL VACUUM: Double Claw Clamp, Metric 10 bolt, Fits ISO NW-63, thru NW-250 Vacuum Flanges, Zinc Plated Steel* [online]. 2014 [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: <http://www.pchemlabs.com/product.asp?pid=4069>
- [14] *Pfeiffer Vacuum: OKTA 250* [online]. [cit. 2018-02-28]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/productPdfs/311ZRA063.en.pdf>
- [15] *IRB 120 - Průmyslové roboty* [online]. ABB, 2018 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: <http://new.abb.com/products/robotics/cs/prumyslove-roboty/irb-120>
- [16] *IRB 360 - Průmyslové roboty* [online]. ABB, 2018 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: <http://new.abb.com/products/robotics/cs/prumyslove-roboty/irb-360>
- [17] *Pneumatické pohony* [online]. FESTO Czech Republic, 2018 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_010000
- [18] *Atypický hydraulický válec* [online]. Hydraulisk, 2016 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: <http://www.hydraulisk.com/atypicke-valce-specialne/atypicky-hydraulicky-valec/>
- [19] *AXDL-S pohon kuličkovým šroubem* [online]. MN Systems, 2015 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: <http://www.mnsystems.cz/linearni-moduly/paralelni-moduly/axdl-s-pohon-kulickovym-sroubem>
- [20] *Electric Actuators* [online]. SMC, 2018 [cit. 2018-04-10]. Dostupné z: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/digital_catalog_2/jsp/view_subclasses.jsp?dc_product_id=133776
- [21] *Electric Actuators LEY-D* [online]. SMC, 2018 [cit. 2018-04-16]. Dostupné z: https://content2.smcetech.com/pdf/LEY-D_EU.pdf
- [22] *Electric Actuators LEF-E* [online]. SMC, 2018 [cit. 2018-04-16]. Dostupné z: https://content2.smcetech.com/pdf/LEF-E_EU.pdf
- [23] *Stavebnicový systém MB* [online]. Herberkorn Ulmer, 2010 [cit. 2018-04-16]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/files/file/system-hlinikovych-profilu/ke-stazeni/MB7_CZ.pdf
- [24] *ČSN 690010-4 -Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výpočet pevnosti.* Praha: Český normalizační institut, 1988.
- [25] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 2. přepracované. Praha: Scientia, 1998. ISBN 80-7183-123-9.
- [26] *MakeItFrom.com: AISI 410S(1.4000, X6Cr13, S410008) Stainless steel* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/AISI-410S-1.4000-X6Cr13-S41008-Stainless-Steel>
- [27] *Item Industrietechnik GmbH: Product Catalogue* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://product.item24.de/en/products/product-catalogue/>
- [28] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti*. Dotisk druhého vydání. Brno: Computer Press, 2007. ISBN 80-7226-311-0

- [29] About Vacuum Pumps. *THOMAS Publishing Company* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/about/vacuum-pumps-65021602.html>
- [30] Clasification of vacuum pumps. *PFEIFFER VACUUM* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/know-how/vacuum-generation/vacuum-pumps-working-principles-and-properties/>
- [31] Vacuum Valves. *VACOM* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.vacom.de/en/products/vacuum-valves>
- [32] Vacuum Valves. *Kurt J. Lesker Company* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.lesker.com/vacuum-valves.cfm>
- [33] Valves and Angle Valves from the leading manufacturer. *PFEIFFER VACUUM* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/valves/>
- [34] Vacuum Valves. *PFEIFFER VACUUM* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://shop.edwardsvacuum.com/products/t58/list.aspx>
- [35] Introduction to vacuum gauges. *Institute for Structure and Nuclear Astrophysics, Notre Dame* [online]. [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: https://www3.nd.edu/~nsl/Lectures/urls/Introduction_to_vacuum_gauges.pdf
- [36] Vacuum Gauges for analog or digital Preassure Measurement. *PFEIFFER VACUUM* [online]. 2018 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.pfeiffer-vacuum.com/en/products/measurement/>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Parametry turbomolekulární vývěvy HiPace 80

Příloha B: Parametry membránové vývěvy MVP 030-3

Příloha C: Parametry ventilu SVC 040 SX

Příloha D: Parametry měrky PKR 360

Příloha E: Parametry pohonu LEYG25LC-200-S3

Příloha F: Parametry pohonu LEFS32B-100-S3

Příloha G: Parametry pomocného vedení LEFG32-S-100

Přiložené výkresy

Název výkresu:	Číslo výkresu:
TESTOVACÍ STOLICE	DP-JG-100
TEST. STOLICE NA STOLE	DP-JG-20

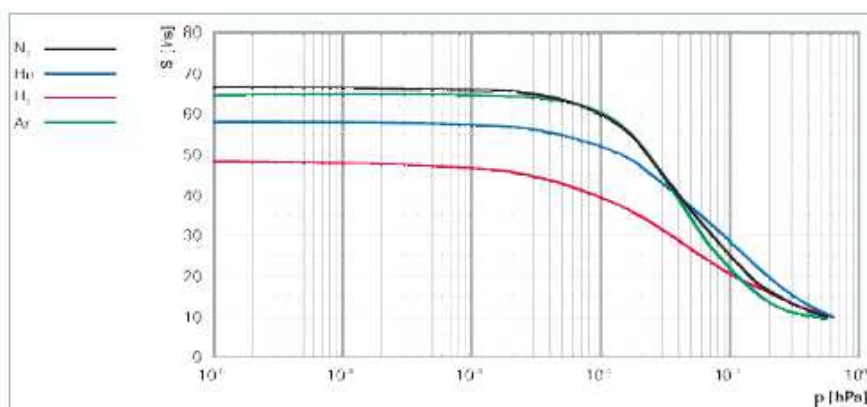
PŘÍLOHA A



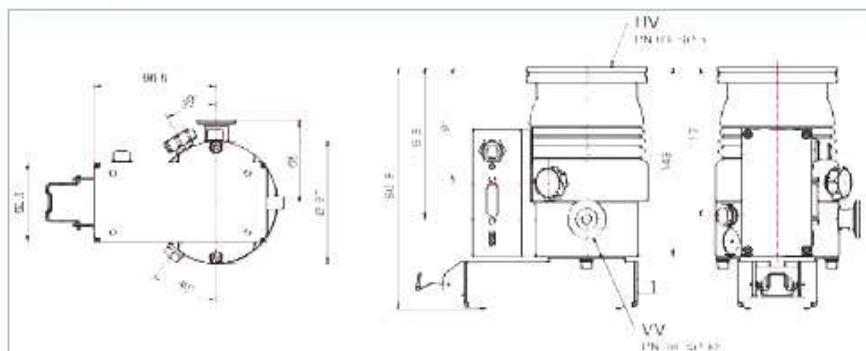
Similar image

HiPace® 80 with TC 110 and power supply OPS 70, DN 63 ISO-K

- Small yet powerful turbopump with a pumping speed of up to 67 l/s for N_2
- DN 63 ISO-K flange
- Drive electronics TC 110 and power supply OPS 70 integrated
- For installation in any orientation
- Ideal for dependable systems integration
- Extensive accessories expand the range of applications



Dimensions



Technical Data	HiPace® 80 with TC 110 and power supply OPS 70, DN 63 ISO-K
Bearing	Hybrid
Compression ratio for Ar	$> 1 \cdot 10^{11}$
Compression ratio for H_2	$1.4 \cdot 10^5$
Compression ratio for He	$1.3 \cdot 10^7$
Compression ratio for N_2	$> 1 \cdot 10^{11}$
Cooling method, optional	Air
Cooling method, standard	Convection
Cooling water consumption	75 l/h
Cooling water temperature	5-25 °C 41-77 °F 278-298 K
Electronic drive unit	with TC 110
Flange (in)	DN 63 ISO-K

Technical Data	HiPace® 80 with TC 110 and power supply OPS 70, DN 63 ISO-K
Flange (out)	DN 16 ISO-KF/G 1/4"
Fore-vacuum max. for N ₂	19 hPa 14.25 Torr 19 mbar
Gas throughput at full rotational speed for Ar	0.37 hPa l/s 0.28 Torr l/s 0.37 mbar l/s
Gas throughput at full rotational speed for H ₂	8.9 hPa l/s 6.67 Torr l/s 8.9 mbar l/s
Gas throughput at full rotational speed for He	2.3 hPa l/s 1.73 Torr l/s 2.3 mbar l/s
Gas throughput at full rotational speed for N ₂	0.7 hPa l/s 0.53 Torr l/s 0.7 mbar l/s
Integrated power supply	YES
Interfaces	RS-485, Remote
Mounting orientation	in any orientation
Operating voltage	24 (± 5 %) V DC
Permissible magnetic field max.	3.3 mT
Protection category	IP30
Pumping speed for Ar	66 l/s
Pumping speed for H ₂	48 l/s
Pumping speed for He	58 l/s
Pumping speed for N ₂	67 l/s
Pumping speed range	80 l/s
Rotation speed ± 2 %	90,000 rpm 90,000 min ⁻¹
Run-up time	1.9 min
Sound pressure level	≤ 48 dB(A)
Ultimate pressure according to PNEUROP	< 1 · 10 ⁻⁷ hPa < 7.5 · 10 ⁻⁸ Torr < 1 · 10 ⁻⁷ mbar
Venting connection	G 1/8"
Weight	2.9 kg 6.39 lb

Order number	
HiPace® 80	PM P04 263

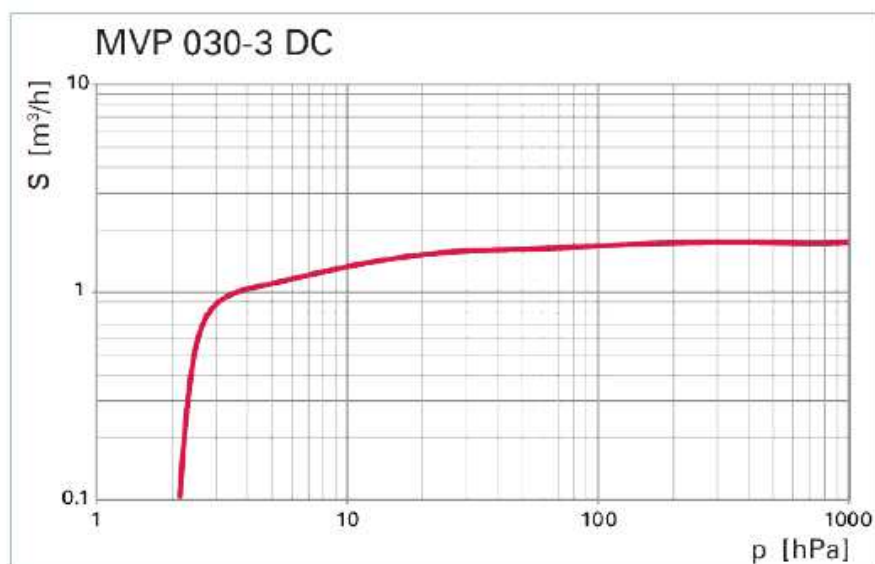
PŘÍLOHA B



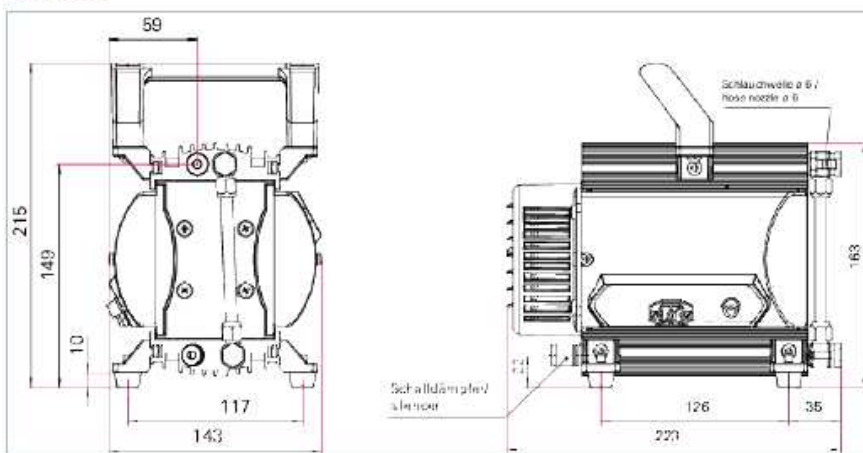
Similar image

MVP 030-3 DC, Diaphragm pump, 24 V

- High-performance diaphragm pump with a pumping speed of up to 1.8 m³/h
- For 24 V DC direct voltage supply
- Interval operation and rotation speed control
- Optimal process adaptation
- Ideal for applications where a dry and oil-free vacuum is required



Dimensions



Technical Data	MVP 030-3 DC, Diaphragm pump, 24 V
Ambient temperature	12-40 °C 53.6-104 °F 285-313 K
Cooling method, standard	Air
Current consumption	4.5 A

Technical Data	MVP 030-3 DC, Diaphragm pump, 24 V
Emission sound pressure level without gas ballast	≤ 48 dB(A)
Exhaust pressure, max.	1,100 hPa 825 Torr 1,100 mbar
Flange (in)	G 1/8" + hose wave DN 8
Flange (out)	G 1/8" + silencer
Intake pressure max.	1,100 hPa 825 Torr 1,100 mbar
Leak rate	≤ 1 · 10 ⁻² Pa m ³ /s
Operating altitude, max.	2000 m
Protection category	IP40
Pumping speed	1.8 m ³ /h
Pumping speed range	1,8 m ³ /h
Rotation speed max.	2,400 rpm 2,400 min ⁻¹
Supply: Voltage	24 V DC
Switch	No
Ultimate pressure with gas ballast	3 hPa 2.25 Torr 3 mbar
Ultimate pressure without gas ballast	2.5 hPa 1.88 Torr 2.5 mbar
Voltage: Range	±10 %
Weight	4.3 kg 9.48 lb

Order number	
MVP 030-3 DC	PK T01 190

PŘÍLOHA C

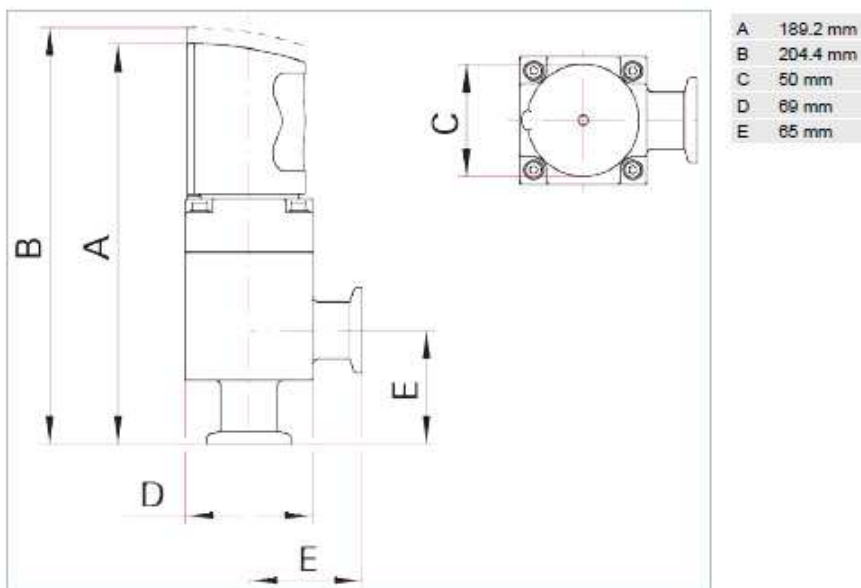


Similar image

AVC 040 SX, Angle valve, manual

- Quick opening by partly turning the rotary knob
- Bellows-sealed
- With visual indication of open and closed positions
- Service life: 10000 operating cycles

Dimensions



Technical Data	AVC 040 SX, Angle valve, manual
Actuator	Rotary knob
Bakeout temperature: actuator	50 °C 122 °F 323 K
Bakeout temperature: housing	150 °C 302 °F 423 K
Conductance for molecular flow	45 l/s
Differential pressure in closing direction	2,000 hPa 1,500 Torr 2,000 mbar
Differential pressure in opening direction	1,500 hPa 1,125 Torr 1,500 mbar
Feedthrough	Bellows, stainless steel
Housing	Stainless steel
Nominal diameter	DN 40 ISO-KF
Operating pressure max.	1500 hPa (abs.)
Operating pressure min.	1 · 10 ⁻⁸ hPa 7.5 · 10 ⁻⁹ Torr 1 · 10 ⁻⁸ mbar
Seal	FKM
Service life	10000 cycles
Tightness	1 · 10 ⁻¹⁰ Pa m³/s
Type	Angle valve
Weight	0.96 kg 2.12 lb

Order number	
AVC 040 SX	PF A51 033

PŘÍLOHA D

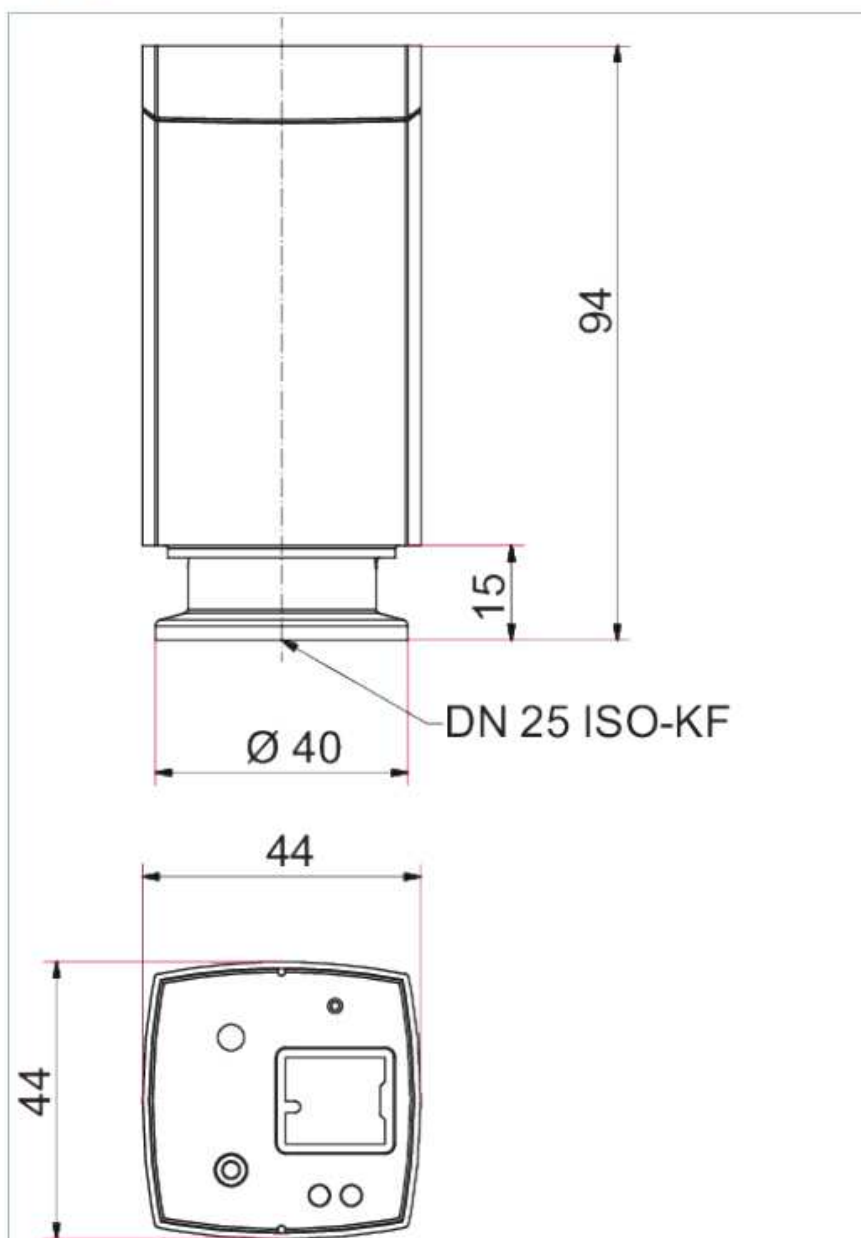


Similar image

PKR 360, low current, DN 25 ISO-KF

- Rugged and dependable
- Insensitive to air ingress
- Without elastomer seal
- Maximum pressure refers to inert gases and temperatures of less than < 55 °C

Dimensions



Technical Data	PKR 360, low current, DN 25 ISO-KF
Accuracy: $1 \cdot 10^{-8} - 1 \cdot 100$ hPa	± 30 %
Anode	Molybdenum
Bakeout temperature	Electronics removed, ≤ 150 °C
Feedthrough	Glass
Filament	Tungsten
Flange, Material	Stainless Steel 1.4435
Measurement range	$1 \cdot 10^{-8} - 10^3$ hPa
Measurement range max.	$1 \cdot 10^3$ hPa $7.5 \cdot 10^2$ Torr $1 \cdot 10^3$ mbar
Measurement range min.	$1 \cdot 10^{-8}$ hPa $7.5 \cdot 10^{-3}$ Torr $1 \cdot 10^{-8}$ mbar
Method of measurement	Pirani/Cold Cathode
Nominal diameter	DN 25 ISO-KF
Output signal: Measurement range	2 – 8.6 V
Output signal: Minimum load	10 k Ω
Pressure max.	10,000 hPa 7,500 Torr 10,000 mbar
Repeatability: $1 \cdot 10^{-8} - 1 \cdot 10^{-2}$ hPa	5 %
Sensor cable length max.	300 m
Supply: Power consumption max.	2 W
Supply: Voltage	14.5 – 30 V DC
Temperature: Operating	5-55 °C 41-131 °F 278-328 K
Temperature: Storage	-40-70 °C -40-158 °F 233-343 K
Volume	19.9 cm ³
Weight	± 280 g

Order number	
PKR 360	PT T02 140 010

Accessories	
Accessory	
Mating connector	B 4707 283 MA
Measurement cable	
Sensor cable, 3 m	PT 448 250 -T

PŘÍLOHA E

Specifications

Step Motor (Servo/24 VDC)

Model			LEYG16 ^M			LEYG25 ^M			LEYG32 ^M			LEYG40 ^M			
Stroke [mm] ^{Note 1)}			30, 50, 100, 150, 200			30, 50, 100, 150, 200, 250, 300			30, 50, 100, 150, 200, 250, 300			30, 50, 100, 150, 200, 250, 300			
Work load [kg] ^{Note 2)}	Horizontal	Acceleration/Deceleration at 3000 [mm/s ²]	4	11	20	12	30	30	20	40	40	30	60	60	
		Acceleration/Deceleration at 2000 [mm/s ²]	6	17	30	18	50	50	30	60	60	—	—	—	
	Vertical	Acceleration/Deceleration at 3000 [mm/s ²]	1.5	3.5	7.5	7	15	29	9	20	41	11	25	51	
Pushing force [N] ^{Note 3) 4) 5)}			14 to 38	27 to 74	51 to 141	63 to 122	126 to 238	232 to 452	90 to 189	156 to 370	296 to 707	132 to 283	266 to 553	562 to 1058	
Speed [mm/s] ^{Note 5)}			15 to 500	8 to 250	4 to 125	18 to 500	9 to 250	5 to 125	24 to 500	12 to 250	6 to 125	24 to 300	12 to 150	6 to 75	
Max. acceleration/deceleration [mm/s ²]			3000												
Pushing speed [mm/s] ^{Note 6)}			50 or less			35 or less			30 or less			30 or less			
Positioning repeatability [mm]			±0.02												
Screw lead [mm]			10	5	2.5	12	6	3	16	8	4	16	8	4	
Impact/Vibration resistance [m/s ²] ^{Note 7)}			50/20												
Actuation type			Ball screw + Belt (LEYG□□□), Ball screw (LEYG□□□D)												
Guide type			Sliding bearing (LEYG□□M), Ball bushing bearing (LEYG□□L)												
Operating temp. range [°C]			5 to 40												
Operating humidity range [%RH]			90 or less (No condensation)												
Electric specifications	Motor size			□28			□42			□56.4			□56.4		
	Motor type			Step motor (Servo/24 VDC)											
	Encoder			Incremental A/B phase (800 pulse/rotation)											
	Rated voltage [V]			24 VDC ±10%											
	Power consumption [W] ^{Note 8)}			23			40			50			50		
	Standby power consumption when operating [W] ^{Note 9)}			16			15			48			48		
	Max. instantaneous power consumption [W] ^{Note 10)}			43			48			104			106		
Lock unit specifications	Type ^{Note 11)}			Non-magnetizing lock											
	Holding force [N]			20	39	78	78	157	294	108	216	421	127	265	519
	Power consumption [W] ^{Note 12)}			2.9			5			5			5		
	Rated voltage [V]			24 VDC ±10%											

Note 1) Consult with SMC for non-standard strokes as they are produced as special orders.

Note 2) Horizontal: The maximum value of the work load for the positioning operation. The work load is the same as the vertical work load during pushing operation. An external guide is necessary to support the load. The actual work load and transfer speed change according to the condition of the external guide.

Vertical: Speed changes according to the work load. Check "Model Selection" on page 31.

Set the acceleration/deceleration values to be 3000 [mm/s²] or less.

Note 3) Pushing force accuracy is ±20% (F.S.).

Note 4) The pushing force values for LEYG16□□□ is 35% to 85%, for LEYG25□□□ is 35% to 65%, for LEYG32□□□ is 35% to 85% and for LEYG40□□□ is 35% to 65%. The pushing force values change according to the duty ratio and pushing speed. Check "Model Selection" on page 32.

Note 5) The speed and force may change depending on the cable length, load and mounting conditions. Furthermore, if the cable length exceeds 5 m, then it will decrease by up to 10% for each 5 m. (At 15 m: Reduced by up to 20%)

When [M: Sliding bearing] is selected, the maximum speed of lead [A] is 400 mm/s (at no-load, horizontal mounting).

The speed is also restricted with a horizontal/moment load. Refer to "Model Selection" on page 29.

Note 6) The allowable speed for the pushing operation.

Note 7) Impact resistance: No malfunction occurred when it was tested with a drop tester in both an axial direction and a perpendicular direction to the lead screw. (Test was performed with the actuator in the initial state.)

Vibration resistance: No malfunction occurred in a test ranging between 45 to 2000 Hz. Test was performed in both an axial direction and a perpendicular direction to the lead screw. (Test was performed with the actuator in the initial state.)

Note 8) The power consumption (including the controller) is for when the actuator is operating.

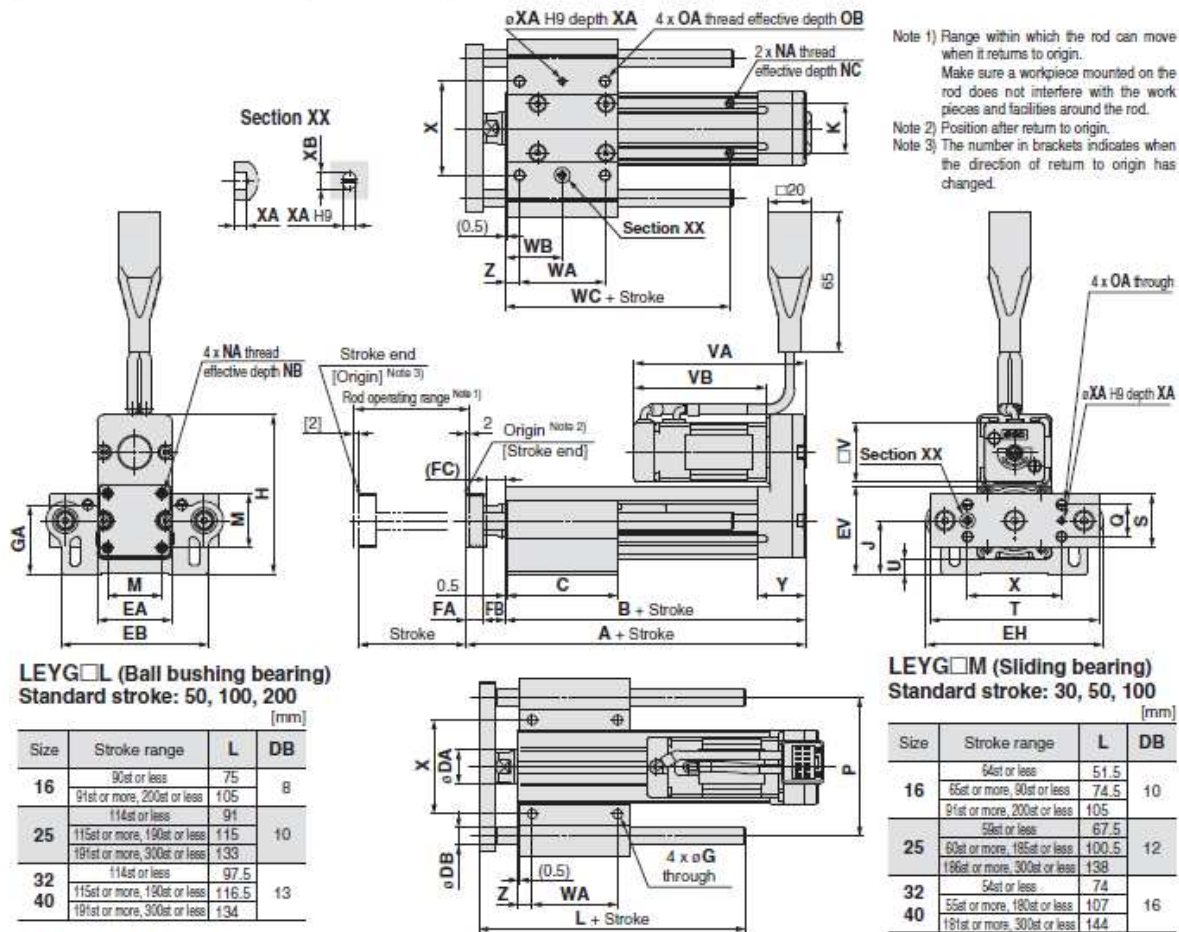
Note 9) The standby power consumption when operating (including the controller) is for when the actuator is stopped in the set position during the operation. Except during the pushing operation.

Note 10) The maximum instantaneous power consumption (including the controller) is for when the actuator is operating. This value can be used for the selection of the power supply.

Note 11) With lock only

Note 12) For an actuator with lock, add the power consumption for the lock.

Dimensions: Motor Top Mounting



LEYG□M, LEYG□L Common

Size	Stroke range	A	B	C	DA	EA	EB	EH	EV	FA	FB	FC	G	GA	H	J	K	M	NA	NB	NC
16	30st or less	109	90.5	37	16	35	69	83	41.3	8	10.5	8.5	4.3	32	74.5	25	23	25.5	M4x0.7	7	5.5
	40st or more, 100st or less		52																		
	101st or more, 200st or less	129	110.5	82																	
25	30st or less	141.5	116	50	20	46	85	103	52.5	11	14.5	12.5	5.4	40.5	99	31	29	34	M5x0.8	8	6.5
	40st or more, 100st or less		67.5																		
	101st or more, 124st or less	166.5	141	84.5																	
	125st or more, 200st or less		102																		
	201st or more, 300st or less		55																		
32	30st or less	160.5	130	55	25	60	101	123	64	12	18.5	16.5	5.4	50.5	125.5	38.5	30	40	M6x1.0	10	8.5
	40st or more, 100st or less		68																		
	101st or more, 124st or less	190.5	160	85																	
	125st or more, 200st or less		102																		
	201st or more, 300st or less		55																		
40	30st or less	160.5	130	55	25	60	101	123	64	12	18.5	16.5	5.4	50.5	125.5	38.5	30	40	M6x1.0	10	8.5
	40st or more, 100st or less		68																		
	101st or more, 124st or less	190.5	160	85																	
	125st or more, 200st or less		102																		
	201st or more, 300st or less		55																		
Size	Stroke range	OA	OB	P	Q	S	T	U	V	Step motor		Servo motor		WA	WB	WC	X	XA	XB	Y	Z
										VA	VB	VA	VB								
16	30st or less	M5 x 0.8	10	65	15	25	79	7	28	80.3	61.8	81	62.5	25	19	55	44	3	4	22.5	6.5
	40st or more, 100st or less													40	26.5						
	101st or more, 200st or less													70	41.5						
25	30st or less	M6 x 1.0	12	80	18	30	95	7	42	85.4	63.4	81.6	59.6	35	26	70	54	4	5	26.5	8.5
	40st or more, 100st or less													50	33.5						
	101st or more, 124st or less													70	43.5						
	125st or more, 200st or less													85	51						
	201st or more, 300st or less													40	28.5						
32	30st or less	M6 x 1.0	12	95	28	40	117	7.5	56.4	95.4	68.4	—	—	50	33.5	75	64	5	6	34	8.5
	40st or more, 100st or less													70	43.5						
	101st or more, 124st or less													85	51						
	125st or more, 200st or less													40	28.5						
	201st or more, 300st or less													50	33.5						
40	30st or less	M6 x 1.0	12	95	28	40	117	7.5	56.4	117.4	90.4	—	—	50	33.5	75	64	5	6	34	8.5
	40st or more, 100st or less													70	43.5						
	101st or more, 124st or less													85	51						
	125st or more, 200st or less													40	28.5						
	201st or more, 300st or less													50	33.5						

PŘÍLOHA F

Specifications

Step Motor (Servo/24 VDC)

A c t u a t o r s p e c i f i c a t i o n s	Model			LEFS16		LEFS25			LEFS32			LEFS40			
	Stroke [mm] <small>Note 1)</small>			50 to 500		50 to 800			50 to 1000			150 to 1200			
	Work load [kg] <small>Note 2)</small>	Horizontal	LECP6/LECP1	14	15	12	25	30	20	45	50	25	55	65	
			LECPA	9	10	10	20	20	15	40	45	20	50	60	
	Vertical			2	4	0.5	7.5	15	4	10	20	2	2	23	
	Controller type: LECP6, LECP1	<small>Note 2)</small> Speed [mm/s]	Stroke range	Up to 500	10 to 700	5 to 360	20 to 1100	12 to 750	6 to 400	24 to 1200	16 to 800	8 to 520	30 to 1200	20 to 1000	10 to 300
				501 to 600	—	—	20 to 900	12 to 540	6 to 270	24 to 1200	16 to 800	8 to 400	30 to 1200	20 to 1000	10 to 300
				601 to 700	—	—	20 to 630	12 to 420	6 to 230	24 to 930	16 to 620	8 to 310	30 to 1200	20 to 900	10 to 300
				701 to 800	—	—	20 to 550	12 to 330	6 to 180	24 to 750	16 to 500	8 to 250	30 to 1140	20 to 760	10 to 300
				801 to 900	—	—	—	—	—	24 to 610	16 to 410	8 to 200	30 to 930	20 to 620	10 to 300
				901 to 1000	—	—	—	—	—	24 to 500	16 to 340	8 to 170	30 to 780	20 to 520	10 to 250
				1001 to 1100	—	—	—	—	—	—	—	—	30 to 660	20 to 440	10 to 220
				1101 to 1200	—	—	—	—	—	—	—	—	30 to 570	20 to 380	10 to 190
	Driver type: LECPA	<small>Note 2)</small> Speed [mm/s]	Stroke range	Up to 500	10 to 500	5 to 250	20 to 1000	12 to 500	6 to 250	24 to 1200	16 to 500	8 to 250	30 to 500	20 to 500	10 to 250
				501 to 600	—	—	20 to 900	12 to 500	6 to 250	24 to 1200	16 to 500	8 to 250	30 to 500	20 to 500	10 to 250
601 to 700				—	—	20 to 630	12 to 420	6 to 230	24 to 930	16 to 500	8 to 250	30 to 500	20 to 500	10 to 250	
701 to 800				—	—	20 to 550	12 to 330	6 to 180	24 to 750	16 to 500	8 to 250	30 to 500	20 to 500	10 to 250	
801 to 900				—	—	—	—	—	24 to 610	16 to 410	8 to 200	30 to 500	20 to 500	10 to 250	
901 to 1000				—	—	—	—	—	24 to 500	16 to 340	8 to 170	30 to 500	20 to 500	10 to 250	
1001 to 1100				—	—	—	—	—	—	—	—	30 to 500	20 to 440	10 to 220	
1101 to 1200				—	—	—	—	—	—	—	—	30 to 500	20 to 380	10 to 190	
Max. acceleration/deceleration [mm/s ²]			3000												
Positioning repeatability [mm]		Basic type	±0.02												
		High precision type	±0.015 (Lead H: ±0.02)												
Lost motion [mm] <small>Note 3)</small>			Basic type	0.1 or less											
			High precision type	0.05 or less											
Lead [mm]			10	5	20	12	6	24	16	8	30	20	10		
Impact/Vibration resistance [m/s ²] <small>Note 4)</small>			50/20												
Actuation type			Ball screw (LEFS□), Ball screw + Belt (LEFS□ ^h)												
Guide type			Linear guide												
Operating temperature range [°C]			5 to 40												
Operating humidity range [%RH]			90 or less (No condensation)												
E l e c t r i c s p e c i f i c a t i o n s	Motor size			□28		□42			□56.4						
	Motor type			Step motor (Servo/24 VDC)											
	Encoder			Incremental A/B phase (800 pulse/rotation)											
	Rated voltage [V]			24 VDC ±10%											
	Power consumption [W] <small>Note 5)</small>			22		38			50			100			
	Standby power consumption when operating [W] <small>Note 6)</small>			18		16			44			43			
	Max. instantaneous power consumption [W] <small>Note 7)</small>			51		57			123			141			
L o c k u n i t s p e c i f i c a t i o n s	Type <small>Note 8)</small>			Non-magnetizing lock											
	Holding force [N]			20	39	47	78	157	72	108	216	75	113	225	
	Power consumption [W] <small>Note 9)</small>			2.9		5			5			5			
	Rated voltage [V]			24 VDC ±10%											

Note 1) Please consult with SMC for non-standard strokes as they are produced as special orders.

Note 2) Speed changes according to the controller/driver type and work load. Check "Speed-Work Load Graph (Guide)" on pages 26 and 27.

Furthermore, if the cable length exceeds 5 m, then it will decrease by up to 10% for each 5 m.

Note 3) A reference value for correcting an error in reciprocal operation.

Note 4) Impact resistance: No malfunction occurred when the actuator was tested with a drop tester in both an axial direction and a perpendicular direction to the lead screw. (Test was performed with the actuator in the initial state.)

Vibration resistance: No malfunction occurred in a test ranging between 45 to 2000 Hz. Test was performed in both an axial direction and a perpendicular direction to the lead screw. (Test was performed with the actuator in the initial state.)

Note 5) The power consumption (including the controller) is for when the actuator is operating.

Note 6) The standby power consumption when operating (including the controller) is for when the actuator is stopped in the set position during the operation.

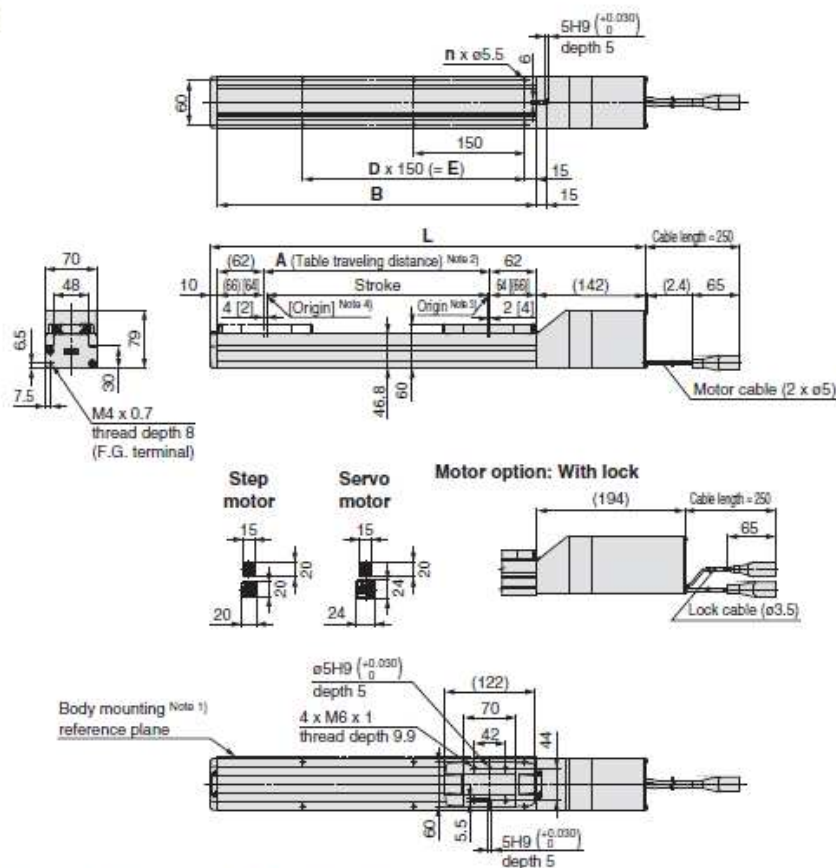
Note 7) The maximum instantaneous power consumption (including the controller) is for when the actuator is operating. This value can be used for the selection of the power supply.

Note 8) With lock only

Note 9) For an actuator with lock, add the power consumption for the lock.

Dimensions: In-line Motor

LEFS32



Note 1) When mounting the actuator using the body mounting reference plane, set the height of the opposite surface or pin to be 3 mm or more because of R chamfering. (Recommended height 5 mm)

Note 2) Distance within which the table can move when it returns to origin. Make sure a workpiece mounted on the table does not interfere with the work pieces and facilities around the table.

Note 3) Position after return to origin

Note 4) [] for when the direction of return to origin has changed.

Dimensions

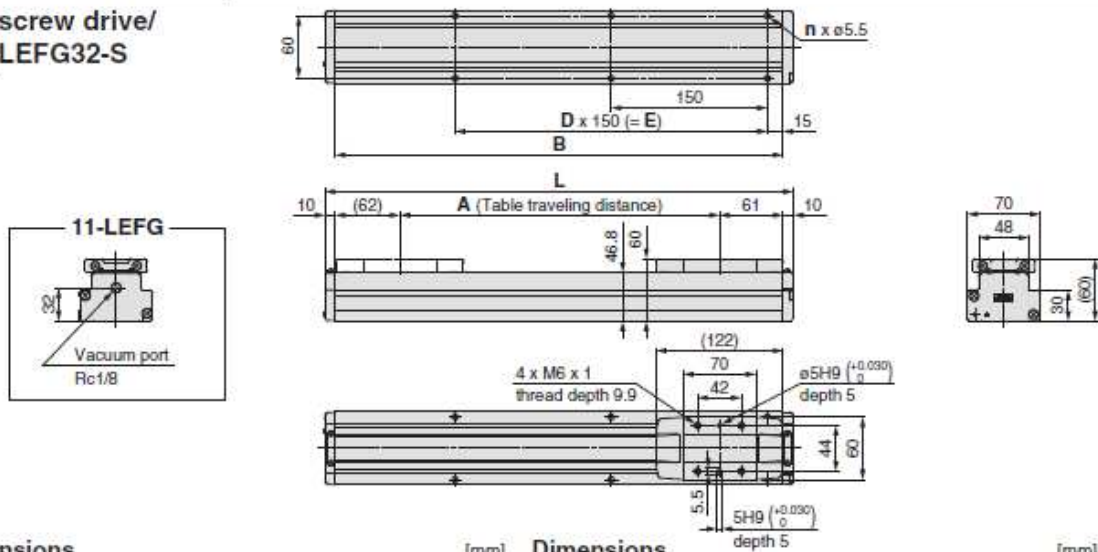
[mm]

Model	L		A	B	n	D	E
	Without lock	With lock					
LEFS32□-50□	332	384	56	180	4	—	—
LEFS32□-100□	382	434	106	230	4	—	—
LEFS32□-150□	432	484	156	280	4	—	—
LEFS32□-200□	482	534	206	330	6	2	300
LEFS32□-250□	532	584	256	380	6	2	300
LEFS32□-300□	582	634	306	430	6	2	300
LEFS32□-350□	632	684	356	480	8	3	450
LEFS32□-400□	682	734	406	530	8	3	450
LEFS32□-450□	732	784	456	580	8	3	450
LEFS32□-500□	782	834	506	630	10	4	600
LEFS32□-550□	832	884	556	680	10	4	600
LEFS32□-600□	882	934	606	730	10	4	600
LEFS32□-650□	932	984	656	780	12	5	750
LEFS32□-700□	982	1034	706	830	12	5	750
LEFS32□-750□	1032	1084	756	880	12	5	750
LEFS32□-800□	1082	1134	806	930	14	6	900
LEFS32□-850□	1132	1184	856	980	14	6	900
LEFS32□-900□	1182	1234	906	1030	14	6	900
LEFS32□-950□	1232	1284	956	1080	16	7	1050
LEFS32□-1000□	1282	1334	1006	1130	16	7	1050

PŘÍLOHA G

Dimensions: LEFG32

Ball screw drive/ (11-)LEFG32-S

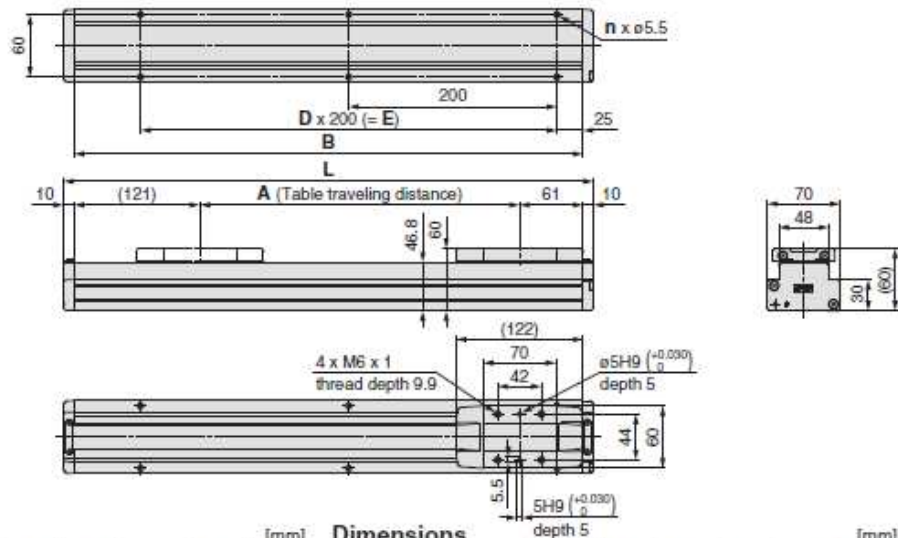


Model	L	A	B	n	D	E
(11-)LEFG32-S-50	200	57	180	4	—	—
(11-)LEFG32-S-100	250	107	230			
(11-)LEFG32-S-150	300	157	280			
(11-)LEFG32-S-200	350	207	330			
(11-)LEFG32-S-250	400	257	380	6	2	300
(11-)LEFG32-S-300	450	307	430			
(11-)LEFG32-S-350	500	357	480			
(11-)LEFG32-S-400	550	407	530	8	3	450
(11-)LEFG32-S-450	600	457	580			

• When a support guide is used for the LEFG32□□□□ (Motor parallel type), order a table spacer separately since the table height differs.
Table spacer part number: LEF-TS32 (For details, refer to page 173.)

Model	L	A	B	n	D	E
(11-)LEFG32-S-500	650	507	630	10	4	600
(11-)LEFG32-S-550	700	557	680			
(11-)LEFG32-S-600	750	607	730			
(11-)LEFG32-S-650	800	657	780			
(11-)LEFG32-S-700	850	707	830	12	5	750
(11-)LEFG32-S-750	900	757	880			
(11-)LEFG32-S-800	950	807	930			
(11-)LEFG32-S-850	1000	857	980	14	6	900
(11-)LEFG32-S-900	1050	907	1030			
(11-)LEFG32-S-950	1100	957	1080			
(11-)LEFG32-S-1000	1150	1007	1130	16	7	1050

Belt drive (Step motor/Servo motor (24 VDC))/LEFG32-BT



Model	L	A	B	n	D	E
LEFG32-BT-300	509	307	489	6	2	400
LEFG32-BT-500	709	507	689	8	3	600
LEFG32-BT-600	809	607	789			
LEFG32-BT-700	909	707	889			
LEFG32-BT-800	1009	807	989	10	4	800
LEFG32-BT-900	1109	907	1089	12	5	1000
LEFG32-BT-1000	1209	1007	1189			

Model	L	A	B	n	D	E
LEFG32-BT-1200	1409	1207	1389	14	6	1200
LEFG32-BT-1500	1709	1507	1689	18	8	1600
LEFG32-BT-1800	2009	1807	1989	20	9	1800
LEFG32-BT-2000	2209	2007	2189	22	10	2000

• When a support guide is used for the LEFG32□□□□ (Motor parallel type), order a table spacer separately since the table height differs.
Table spacer part number: LEF-TS32 (For details, refer to page 173.)